

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

Attachment ①

(11)Publication number : 2002-323098
 (43)Date of publication of application : 08.11.2002

(51)Int.Cl. F16H 3/62
 F16H 3/66

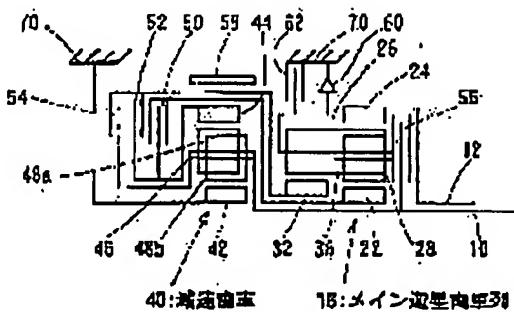
(21)Application number : 2001-167439 (71)Applicant : KYOWA METAL WORK CO LTD
 (22)Date of filing : 25.04.2001 (72)Inventor : HIRAIWA KAZUMI

(54) MULTISTAGE TRANSMISSION PLANETARY GEAR TRAIN

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To obtain a multistage transmission planetary gear train that is small- sized, lightweight, low in manufacturing cost and high in power transmission efficiency.

SOLUTION: A main planetary gear train 16 having a first member (a first sun gear 22), a second member (a second sun gear 32), a third member (a first carrier 26) and a fourth member (a first ring gear 24) is provided. The first member can be connected to an input shaft 10 at least at a first forward velocity, the second and third members can respectively be connected to the input shaft 10, and the latter can be fixed to a case 70 (stationary part) at least at a highest transmission step (a forward 7th or 8th velocity) while the former can be fixed to the case 70 at least in reversing. The fourth member is connected to an output shaft 12. The input shaft 10 can be connected to the first and second members respectively via a reduction gear 40 with a first reduction ratio, and also to the second and third members respectively at a transmission ratio smaller than the first reduction ratio.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

(19)日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開2002-323098

(P2002-323098A)

(43)公開日 平成14年11月8日 (2002.11.8)

(51)Int.Cl'

F 16 H 3/62
3/66

識別記号

F I

F 16 H 3/62
3/66

マーク (参考)

A 3 J 0 2 8
A

検索請求 未請求 請求項の数 7 頁面 (全 20 頁)

(21)出願番号

特許2001-167439 (P2001-167439)

(22)出願日

平成13年4月25日 (2001.4.25)

(71)出願人 594008626

協和合金株式会社

神奈川県横浜市金沢区島浜町17番4

(72)発明者 平岩 一美

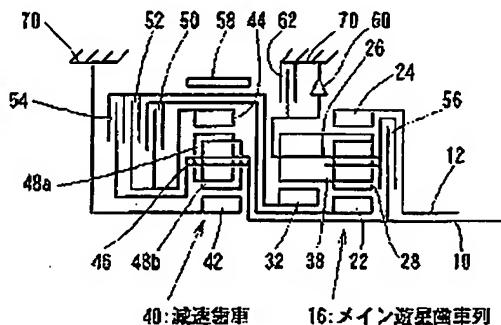
神奈川県横浜市金沢区島浜町17-4 協和
合金株式会社内F ターム (参考) 3J028 EA25 EA27 EB09 EB14 EB31
EB33 EB66 FA06 FA13 FA14
FB02 FC16 FC17 FC24 FC84
G801

(54)【発明の名称】 多段変速遊星歯車列

(57)【要約】

【課題】 小型・軽量で製造コストが安く、動力伝達効率の高い多段変速遊星歯車列を得る。

【解決手段】 第1メンバー (第1サンギヤ22) と第2メンバー (第2サンギヤ32) と第3メンバー (第1キャリヤ26) および第4メンバー (第1リングギヤ24) とを備えるメイン遊星歯車列16を有し、第1メンバーは少なくとも前進第1速において入力軸10と連結可能であり、第2メンバーおよび第3メンバーはそれぞれ入力軸10と連結可能であるとともに、第2メンバーは少なくとも最高変速段 (前進第7速もしくは第8速) でケース70 (静止部) に固定可能であり、第3メンバーは少なくとも後進時にケース70に固定可能であり、第4メンバーは出力軸12と連結しており、入力軸10は、第1減速比の減速歯車40を介して第1メンバーおよび第2メンバーとそれぞれ連結可能であるとともに、第1減速比より小さい変速比をもつて第2メンバーおよび第3メンバーとそれぞれ連結可能とした。



(2) 特開2002-323098

2

前記第4メンバーは前記出力軸と連結しており。

前記入力軸は第1減速比の減速歯車を介して前記第1メンバーおよび前記第2メンバーとそれぞれ連結可能であり、かつ前記第1減速比より小さい変速比をもって少なくとも前記第2メンバーと連結可能であり、前記第3メンバーを前記ケース側に固定する手段が、ドグクラッチもしくはロックボールなどの機械的固定手段であることを特徴とする多段変速遊星歯車列。

【請求項4】 前記減速歯車は、第3サンギヤと、第3

10 リングギヤと、該第3リングギヤと噛み合った第3ピニヨンAと、該第3ピニヨンAおよび前記第3サンギヤと噛み合った第3ピニヨンBと、該第3ピニヨンBおよび前記第3ピニヨンAを軸支する第3キャリヤを備え、前記第3サンギヤと前記第3キャリヤのうちの一方と前記入力軸とを連結し、前記第3サンギヤと前記第3キャリヤのうちの他方を前記ケース側に固定または固定可能とし、前記第3リングギヤを前記第1メンバーおよび第2メンバーとそれぞれ連結可能に構成したことを特徴とする請求項3に記載の多段変速遊星歯車列。

20 【請求項5】 前記第2メンバーを、前記ケース側に固定する第1の固定手段を有し、該第1の固定手段と並列に第1ワンウエイクラッチを介して前記ケース側に固定可能な第2の固定手段を設けるとともに、前記第3サンギヤもしくは前記第3キャリヤを、第2ワンウエイクラッチ（第3の固定手段）を介して前記ケースに固定し、該第2ワンウエイクラッチと並列に前記第3サンギヤもしくは前記第3キャリヤを前記ケースに固定する第4の固定手段を設けたことを特徴とする請求項3および4に記載の多段変速遊星歯車列。

30 【請求項6】 前記第2の固定手段と前記第4の固定手段と一緒に連結可能に構成したことを特徴とする請求項5に記載の多段変速遊星歯車列。

【請求項7】 前記メイン遊星歯車列は、内燃機関のクラシック軸が液体クラッチまたはトルクコンバータと前記減速歯車を介して、前記メイン遊星歯車列の前記第1メンバーおよび前記第2メンバーとそれぞれ連結可能であるとともに、前記クラシック軸が少なくとも前記第3メンバーに連結可能としたことを特徴とする請求項1乃至6に記載の多段変速遊星歯車列。

40 【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、車両用自動変速機に用いる、前進5段以上の変速比を有する多段変速遊星歯車列に関する。

【0002】

【従来の技術】 従来から知られている、前進5段以上の変速比を有する多段変速遊星歯車列としては、本発明者が提案した特公平5-40171号公報に記載のものや、特開平4-219553号公報に記載のものが一般に知られている。

1

【特許請求の範囲】

【請求項1】 入力軸と、

出力軸と、

前記入力軸と前記出力軸間に設けられ、前記入力軸の回転数を前記出力軸の回転数へ変換する複数の回転メンバーを備えたメイン遊星歯車列とを有し、

該メイン遊星歯車列の前記回転メンバーとして、第1メンバーと第2メンバーと第3メンバーおよび第4メンバーとを備え、

前記第1メンバーは少なくとも前進第1速において前記入力軸と連結可能であり、前記第2メンバーおよび前記第3メンバーはそれぞれ前記入力軸と連結可能であるとともに、

前記第2メンバーは少なくとも最高変速段で前記ケース側に固定可能であり、前記第3メンバーは少なくとも後進時に前記ケース側に固定可能であり、

前記第4メンバーは前記出力軸と連結しており、前記入力軸は、第1減速比の減速歯車を介して前記第1メンバーおよび前記第2メンバーとそれぞれ連結可能であり、かつ前記第1減速比より小さい変速比をもって少なくとも前記第2メンバーと連結可能であり、前記第3メンバーを前記ケース側に固定する手段が、ドグクラッチもしくはロックボールなどの機械的固定手段であることを特徴とする多段変速遊星歯車列。

前記第4メンバーは前記出力軸と連結しており、前記入力軸は、第1減速比の減速歯車を介して前記第1メンバーおよび前記第2メンバーとそれぞれ連結可能であり、かつ前記第1減速比より小さい変速比をもって前記第2メンバーおよび前記第3メンバーとそれぞれ連結可能であることを特徴とする多段変速遊星歯車列。

【請求項2】 前記減速歯車は、第3サンギヤと、第3リングギヤと、該第3リングギヤと噛み合った第3ピニヨンAと、該第3ピニヨンAおよび前記第3サンギヤと噛み合った第3ピニヨンBと、該第3ピニヨンBおよび前記第3ピニヨンAを軸支する第3キャリヤを備え、前記入力軸は前記第3キャリヤおよび前記第3メンバーとそれぞれ連結または連結可能であり、前記第3サンギヤは前記ケース側に固定または固定可能であり、前記第3リングギヤは前記第1メンバーおよび前記第2メンバーとそれぞれ連結可能であることを特徴とする請求項1に記載の多段変速遊星歯車列。

【請求項3】 入力軸と、
出力軸と、
前記入力軸と前記出力軸間に設けられ、前記入力軸の回転数を前記出力軸の回転数へ変換する複数の回転メンバーを備えたメイン遊星歯車列とを有し、

該メイン遊星歯車列の前記回転メンバーとして、第1メンバーと第2メンバーと第3メンバーおよび第4メンバーとを備え、

前記第1メンバーは少なくとも前進第1速において前記入力軸と連結可能であり、前記第2メンバーおよび前記第3メンバーはそれぞれ前記入力軸と連結可能であるとともに、

前記第2メンバーは少なくとも最高変速段でケース側に固定可能であり、前記第3メンバーは少なくとも後進時に前記ケース側に固定可能であり、

前記第4メンバーは前記出力軸と連結しており、前記入力軸は、第1減速比の減速歯車を介して前記第1メンバーおよび前記第2メンバーとそれぞれ連結可能であり、かつ前記第1減速比より小さい変速比をもって少なくとも前記第2メンバーと連結可能であり、前記第3メンバーを前記ケース側に固定する手段が、ドグクラッチもしくはロックボールなどの機械的固定手段であることを特徴とする多段変速遊星歯車列。

(3)

特開2002-323098

3

【0003】

【発明が解決しようとする課題】上記特公平5-40171号公報に記載の遊星歯車列にあっては、前進7段または8段の変速比を有するものの、これらの変速比を得るためにクラッチやブレーキなどの摩擦要素の数が7乃至8個と多くの摩擦要素が必要であり、この結果、製造コストおよび重量が過大になるという問題があった。

【0004】また、クラッチやブレーキなどの摩擦要素は、非締結状態であっても回転差がある場合にはドリップトルク（引きずり抵抗）を生ずるため、摩擦要素の数が多いと走行時における非締結状態の摩擦要素の数も多くなり、特に高速走行時において変速機全体の発熱が増大するとともに効力伝達効率を悪化させ、燃費性能でせっかくの多段変速の良さを損なうという問題もある。

【0005】一方、特開平4-219553号公報に記載の遊星歯車列にあっては、少ない歯車と摩擦要素を用いて前進6段の変速比を得ているが、重合の大きなトラックなどに適用可能なように前進第1速の変速比を大きくしようとすると、第3速の変速比と第4速の変速比との間が広くねよび、第4速の変速比と第5速の変速比との間が離れすぎて、使用頻度の高い変速段の変速比が車両の走行条件に不適切な設定になりがちという問題がある。

【0006】また、同公報の図3のように、遊星歯車のみで構成した場合に変速比が1の直結が存在しないこと、6段を越す変速段数を得ることが不可能など、走行条件に応じて適切な変速比を選択して燃費をよくするのが困難であるという問題があった。

【0007】本発明は、このような従来の問題点に鑑みてなされたものであって、少ない歯車と摩擦要素でありながら前進5段以上の変速比を有する歯車列や、直結を含む前進6段以上の変速比を有する歯車列など、効力伝達効率が高い変速機にするとともに、走行条件に応じてきめ細かい変速比を選択して走行することを可能にした多段変速遊星歯車列を得ることを目的とする。

【0008】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するため、請求項1に記載した本発明の多段変速遊星歯車列にあっては、入力軸と、出力軸と、入力軸と出力軸間に設けられ、入力軸の回転数を出力軸の回転数へ変換する複数の回転メンバーを備えたメイン遊星歯車列とを有し、該メイン遊星歯車列の回転メンバーとして、第1メンバーと第2メンバーと第3メンバーおよび第4メンバーとを備え、第1メンバーは少なくとも前進第1速において入力軸と連結可能であり、第2メンバーおよび第3メンバーはそれぞれ入力軸と連結可能であるとともに、第2メンバーは少なくとも最高変速段でケース側に固定可能であり、第3メンバーは少なくとも後進時にケース側に固定可能であり、第4メンバーは出力軸と連結しており、入力軸は第1減速比の減速歯車を介して第1メンバーおよび第2メンバーとそれぞれ連結可能であり、かつ第1減速比より小さい変速比をもって少なくとも第2メンバーと連結可能であり、第3メンバーをケース側に固定する手段が、ドグクラッチもしくはロックボールなどの機械的固定手段であることを特徴とする。

(4)

4

つ第1減速比より小さい変速比をもって第2メンバーおよび第3メンバーとそれぞれ連結可能であることを特徴とする。

【0009】上記目的を達成するため、請求項2に記載した本発明の多段変速遊星歯車列にあっては、減速歯車は、第3サンギヤと、第3リングギヤと、該第3リングギヤと噛み合った第3ビニヨンAと、該第3ビニヨンAおよび第3サンギヤと噛み合った第3ビニヨンBと、該第3ビニヨンBおよび第3ビニヨンAを軸支する第3キャリヤを備え、入力軸は第3キャリヤおよび第3メンバーとそれぞれ連結または連結可能であり、第3サンギヤはケース側に固定または固定可能であり、第3リングギヤは第1メンバーおよび第2メンバーとそれぞれ連結可能であることを特徴とする。

【0010】上記目的を達成するため、請求項3に記載した本発明の多段変速遊星歯車列にあっては、入力軸と、出力軸と、入力軸と出力軸間に設けられ、入力軸の回転数を出力軸の回転数へ変換する複数の回転メンバーを備えたメイン遊星歯車列とを有し、該メイン遊星歯車列の回転メンバーとして、第1メンバーと第2メンバーと第3メンバーおよび第4メンバーとを備え、第1メンバーは少なくとも前進第1速において入力軸と連結可能であり、第2メンバーおよび第3メンバーはそれぞれ入力軸と連結可能であるとともに、第2メンバーは少なくとも最高変速段でケース側に固定可能であり、第3メンバーは少なくとも後進時にケース側に固定可能であり、第4メンバーは出力軸と連結しており、入力軸は第1減速比の減速歯車を介して第1メンバーおよび第2メンバーとそれぞれ連結可能であり、かつ第1減速比より小さい変速比をもって少なくとも第2メンバーと連結可能であり、第3メンバーをケース側に固定する手段が、ドグクラッチもしくはロックボールなどの機械的固定手段であることを特徴とする。

【0011】上記目的を達成するため、請求項4に記載した本発明の多段変速遊星歯車列にあっては、減速歯車は、第3サンギヤと、第3リングギヤと、該第3リングギヤと噛み合った第3ビニヨンAと、該第3ビニヨンAおよび第3サンギヤと噛み合った第3ビニヨンBと、該第3ビニヨンBおよび第3ビニヨンAを軸支する第3キャリヤを備え、第3サンギヤと第3キャリヤのうちの一方と入力軸とを連結し、第3サンギヤと第3キャリヤのうちの他方をケース側に固定または固定可能とし、第3リングギヤを第1メンバーおよび第2メンバーとそれぞれ連結可能に構成したことを特徴とする。

【0012】上記目的を達成するため、請求項5に記載した本発明の多段変速遊星歯車列にあっては、第2メンバーを、ケース側に固定する第1固の走手段を有し、該第1の固定手段と並列に第1ワンウエイクラッチを介してケース側に固定可能な第2の固定手段を設けるとともに、第3サンギヤもしくは第3キャリヤを、第2ワンウ

50

(4)

特開2002-323098

5

エイクラッチ（第3の固定手段）を介してケースに固定し、該第2ワンウェイクラッチと並列に第3サンギヤもしくは第3キャリヤをケースに固定する第4の固定手段を設けたことを特徴とする。

【0013】上記目的を達成するため、請求項6に記載した本発明の多段変速遊星歯車列にあっては、第2の固定手段と第4の固定手段と一緒に締結可能な構成したこと特徴とする。

【0014】上記目的を達成するため、請求項7に記載した本発明の多段変速遊星歯車列にあっては、メイン遊星歯車列は、内燃機関のクラシク軸が流体クラッチまたはトルクコンバータと減速歯車を介して、メイン遊星歯車列の第1メンバーおよび第2メンバーとそれぞれ連絡可能であるとともに、クラシク軸が少なくとも第3メンバーに連絡可能としたことを特徴とする。

【0015】

【作用】請求項1に記載した本発明の多段変速遊星歯車列にあっては、入力軸と、出力軸と、入力軸と出力軸間に設けられ、入力軸の回転数を出力軸の回転数へ変換する複数の回転メンバーを備えたメイン遊星歯車列とを有し、該メイン遊星歯車列の回転メンバーとして、第1メンバーと第2メンバーと第3メンバーおよび第4メンバーとを備え、第1メンバーは少なくとも前進第1速において入力軸と連絡可能であり、第2メンバーおよび第3メンバーはそれぞれ入力軸と連絡可能であるとともに、第2メンバーは少なくとも最高変速段でケース側に固定可能であり、第3メンバーは少なくとも後進時にケース側に固定可能であり、第4メンバーは出力軸と連絡しており、入力軸は第1減速比の減速歯車を介して第1メンバーおよび第2メンバーとそれぞれ連絡可能であり、かつ第1減速比より小さい変速比をもって少なくとも第2メンバーと連絡可能であり、第3メンバーをケース側に固定する手段が、ドグクラッチもしくはロックボールなどの機械的固定手段としたため、後進時においてドグクラッチもしくはロックボールが第3メンバーをケースに固定して逆転駆動を行う。

【0018】請求項4に記載した本発明の多段変速遊星歯車列にあっては、減速歯車は、第3サンギヤと、第3リングギヤと、該第3リングギヤと噛み合った第3ビニヨンAと、該第3ビニヨンAおよび第3サンギヤと噛み合った第3ビニヨンBと、該第3ビニヨンBおよび第3ビニヨンAを軸支する第3キャリヤを備え、第3サンギヤと第3キャリヤのうちの一方と入力軸とを連結し、第3サンギヤと第3キャリヤのうちの他方をケース側に固定または固定可能とし、第3リングギヤを第1メンバーおよび第2メンバーとそれぞれ連絡可能に構成したため、いずれの場合も第1メンバーおよび第2メンバーと連結した第3リングギヤを減速駆動して多段変速を行う。

【0019】請求項5に記載した本発明の多段変速遊星歯車列にあっては、第2メンバーを、ケース側に固定する第1の固定手段を有し、該第1の固定手段と並列に第1ワンウェイクラッチを介してケース側に固定可能な第2の固定手段を設けるとともに、第3サンギヤもしくは第3キャリヤを、第2ワンウェイクラッチ（第3の固定手段）を介してケースに固定し、該第2ワンウェイクラッチと並列に第3サンギヤもしくは第3キャリヤをケースに固定する第4の固定手段を設けたため、第1の固定手段もしくは、第2の固定手段が第1ワンウェイクラッチを介して第2メンバーを固定し、第2ワンウェイクラッチもしくは第4の固定手段が、第3サンギヤもしくは第3キャリヤを固定して多段変速を行う。

【0020】請求項6に記載した本発明の多段変速遊星歯車列にあっては、第2の固定手段と第4の固定手段と一緒に締結可能な構成したため、両者を同時に締結することにより、第2サンギヤを、第1ワンウェイクラッチを介して固定し、第3サンギヤもしくは第3キャリヤを

6

歯車列にあっては、入力軸と、出力軸と、入力軸と出力軸間に設けられ、入力軸の回転数を出力軸の回転数へ変換する複数の回転メンバーを備えたメイン遊星歯車列とを有し、該メイン遊星歯車列の回転メンバーとして、第1メンバーと第2メンバーと第3メンバーおよび第4メンバーとを備え、第1メンバーは少なくとも前進第1速において入力軸と連絡可能であり、第2メンバーおよび第3メンバーはそれぞれ入力軸と連絡可能であるとともに、第2メンバーは少なくとも最高変速段でケース側に固定可能であり、第3メンバーは少なくとも後進時にケース側に固定可能であり、第4メンバーは出力軸と連絡しており、入力軸は第1減速比の減速歯車を介して第1メンバーおよび第2メンバーとそれぞれ連絡可能であり、かつ第1減速比より小さい変速比をもって少なくとも第2メンバーと連絡可能であり、第3メンバーをケース側に固定する手段が、ドグクラッチもしくはロックボールなどの機械的固定手段としたため、後進時においてドグクラッチもしくはロックボールが第3メンバーをケースに固定して逆転駆動を行う。

【0018】請求項4に記載した本発明の多段変速遊星歯車列にあっては、減速歯車は、第3サンギヤと、第3リングギヤと、該第3リングギヤと噛み合った第3ビニヨンAと、該第3ビニヨンAおよび第3サンギヤと噛み合った第3ビニヨンBと、該第3ビニヨンBおよび第3ビニヨンAを軸支する第3キャリヤを備え、第3サンギヤと第3キャリヤのうちの一方と入力軸とを連結し、第3サンギヤと第3キャリヤのうちの他方をケース側に固定または固定可能とし、第3リングギヤを第1メンバーおよび第2メンバーとそれぞれ連絡可能に構成したため、いずれの場合も第1メンバーおよび第2メンバーと連結した第3リングギヤを減速駆動して多段変速を行う。

【0019】請求項5に記載した本発明の多段変速遊星歯車列にあっては、第2メンバーを、ケース側に固定する第1の固定手段を有し、該第1の固定手段と並列に第1ワンウェイクラッチを介してケース側に固定可能な第2の固定手段を設けるとともに、第3サンギヤもしくは第3キャリヤを、第2ワンウェイクラッチ（第3の固定手段）を介してケースに固定し、該第2ワンウェイクラッチと並列に第3サンギヤもしくは第3キャリヤをケースに固定する第4の固定手段を設けたため、第1の固定手段もしくは、第2の固定手段が第1ワンウェイクラッチを介して第2メンバーを固定し、第2ワンウェイクラッチもしくは第4の固定手段が、第3サンギヤもしくは第3キャリヤを固定して多段変速を行う。

【0020】請求項6に記載した本発明の多段変速遊星歯車列にあっては、第2の固定手段と第4の固定手段と一緒に締結可能な構成したため、両者を同時に締結することにより、第2サンギヤを、第1ワンウェイクラッチを介して固定し、第3サンギヤもしくは第3キャリヤを

(5)

特開2002-323098

7

固定して多段変速を行う。

【0021】請求項7に記載した本発明の多段変速遊星歯車列にあっては、メイン遊星歯車列は、内燃機関のクラシックまたはトルクコンバータと減速歯車を介して、メイン遊星歯車列の第1メンバーおよび第2メンバーとそれぞれ連結可能であるとともに、クラシック軸が少なくとも第3メンバーに連結可能としたため、これらの第1および第2メンバーと入力軸との連結関係と、クラシック軸と第3メンバーとの連結および、第2メンバーと第3メンバーをケースに固定する副御の組み合わせで、前進7段もしくは8段後進2段の変速を行う。

【0022】

【発明の実施の形態】以下、本発明の多段変速遊星歯車列の実施態様を、図に基づき説明する。図1は、本発明の多段変速遊星歯車列を表すスケルトン図である。入力軸10と出力軸12は同じ軸心であり、図は軸心より上側半分を描いてある。入力軸10と同じ軸心上にメイン遊星歯車列16が配置されている。

【0023】メイン遊星歯車列16は、一般的にラピニヨ型と呼ばれる。シングルピニヨン遊星歯車とダブルピニヨン遊星歯車を組み合わせた遊星歯車列であり、第1サンギヤ22と、第2サンギヤ32と、第1リングギヤ24と、第1キャリヤ26と、該第1キャリヤ26に噛み合うロングピニヨン38と、同じく第1キャリヤ26に軸支されロングピニヨン38および第1サンギヤ22と噛み合うショートピニヨン28から構成されている。

【0024】減速歯車40は、入力軸10と同じ軸上に設けられている。減速歯車40は、単列のダブルピニヨン遊星歯車であり、第3サンギヤ42と、第3リングギヤ44と、第3キャリヤ46および、該第3キャリヤ46に軸支され第3リングギヤ44と噛み合う第3ピニヨン48aと、同じく第3キャリヤ46に噛み支され第3ピニヨン48bおよび第3サンギヤ42と噛み合う第4ピニヨン48cから構成されている。

【0025】第3リングギヤ44は、第1クラッチ50を介して第1サンギヤ22と、第2クラッチ52を介して第2サンギヤ32と、それぞれ連結可能である。入力軸10は、第3キャリヤ46と同時に連結されるとともに、第3クラッチ54を介して第2サンギヤ32と、第4クラッチ56を介して第1キャリヤ26と、それぞれ連結可能である。

【0026】第2サンギヤ32は第1ブレーキ58を介してケース70(静止部)に固定可能であり、第1キャリヤ26はワンウェイクラッチ(OC)60を介して常に一方の回転方向のみケース70に固定されるとともに、第2ブレーキ62により他方の回転方向もケース70に固定可能である。さらに、第3サンギヤ42は常にケース70に固定され、第1リングギヤ24は常に出力

8

軸12と連結されている。

【0027】したがって、第3キャリヤ46が常に入力軸10と連結され、第3サンギヤ42が常にケース70に固定されているため、第3リングギヤ46は常に入力軸10から減速駆動され、その減速比(入力軸10の回転数/第3リングギヤ46の回転数)を第1減速比と呼び、第3リングギヤ46の歯数に対する第3サンギヤ42の歯数の比を α_3 とすると、 $1/(1-\alpha_3)$ になる。このように、第1減速比で駆動される第3リングギヤ46とのみ連結可能な第1サンギヤ22は、第1メンバーを構成する。

【0028】また、第3リングギヤ46および入力軸10と選択的に連結可能であって、後述するように最高段(前進第8速)においてケース70に固定可能な第2サンギヤ32は、第2メンバーを構成する。この際、第2メンバー(第2サンギヤ32)が入力軸10と連結した場合は、入力軸10と直結されるので前述の第1減速比より小さい変速比で連結されることになる。

【0029】同様に、前記第1減速比より小さい変速比(直結)で入力軸10と連結可能であって、後述するように少なくとも後進時ににおいてケース70に固定可能な第1キャリヤ26は、第3メンバーを構成する。また、出力軸12と常に連結されている第1リングギヤ24は、第4メンバーを構成する。

【0030】次に、図1に示した多段変速遊星歯車列の作動を、図2に示した作動表と図18に示した共線図を参考しながら説明する。尚、図2の作動表において、横方向の綱にはクラッチやブレーキおよびワンウェイクラッチなどの結合要素が割り当ててあり、縦方向の綱には前進第1速(1st)乃至第8速(8th)、および後進第1速(R-1)、第2速(R-2)の各変速段を割り当ててある。L-1は前進第1速であるが、エンジンブレーキ時のように出力軸12側から駆動することも可能なモードを表す。表中、○印は各結合要素の連結を、また空欄は各結合要素の解放を表す。

【0031】図18に示した共線図は、縦方向は入力軸10の回転数を1とした場合の各回転メンバーの回転数を表し、横方向は上記した各遊星歯車の歯数比に応じた間に各回転メンバーを割り振って横線を描いてある。

各回転メンバーの縦線における斜線や水平線との交点が、各回転メンバーの回転数を表す。また、破線の水平線は同じ回転数であることを表す。分かりやすくするために、出力軸12と連結された第4メンバーの第1リングギヤ24の縦線における交点は×印で表示し、他の主要メンバーの連結および固定点は○で表した。

【0032】また、以下の説明で変速比の計算に用いる α_3 は前述したが、 α_1 は第1リングギヤ24の歯数に対する第1サンギヤ22の歯数の比であり、 α_2 は第1リングギヤ24の歯数に対する第2サンギヤ32の歯数の比である。以下の説明では、歯数比 α_1 を0.45、

(6)

特開2002-323098

9

α_2 を0.5, α_3 を0.5とした場合の変速比について例示する。図18に示した共線図もこの歯数比に基づいて描いてある。さらに、以下の説明では、クラッチ、ブレーキを摩擦要素といい、これらとワンウェイクラッチなどを総称して総括要素といふ。

【0033】始めに、前進第1速は、第1クラッチ50の締結により第3リングギヤ44と第1メンバーである第1サンギヤ22とを連結することで変速比を得る。このとき、第3メンバーの第1キャリヤ26は、入力軸10側から駆動する場合には自動的にワンウェイクラッチ60の締結によりケース70に固定される。第3リングギヤ44は、前述のように減速歯車40により常に $1/(1-\alpha_3)$ の減速比で駆動されているので、メイン遊星歯車列16の作用も含めると、前進第1速の変速比（入力軸10の回転数/出力軸12の回転数）は、 $1/\alpha_1(1-\alpha_3)$ になる。

【0034】第1キャリヤ26がワンウェイクラッチ60でケース70に固定されるのは、入力軸10側から駆動する場合、すなわち自動車を加速する際にのみ上記変速比が得られ、第2ブレーキ62によりケース70に固定した場合には出力軸12側から駆動する際にも上記の変速比を得ることができる。

【0035】これを図18の共線図で説明すると、減速歯車40は、第3キャリヤ54が入力軸10と連結されているので、この回転数を1として、第3サンギヤ42がケース70に固定されているので、この回転数を0として、両者を斜線で結び、これと第3キャリヤ44の総線との交点が第3キャリヤ44の回転数になり、第1メンバーの第1サンギヤ22と同じ回転数で駆動する。

【0036】一方、第3メンバーの第1キャリヤ26がケース70に固定されて回転数が0になるので、これと第1サンギヤ22の回転数とを結んだのが1tと表した斜線である。この斜線と第4メンバーである第1リングギヤ24の総線との交点がX印で表した出力軸12の回転数である。上記の歯数比とした場合、前進第1速の変速比は4.444になる。

【0037】次に、前進第2速への変速は、前進第1速での第1クラッチ50の締結に加えて、第1ブレーキ58を締結することで行われる。すなわち、前進第1速で自動車を加速中にあっては、前述のように第1キャリヤ26がワンウェイクラッチ60によりケース70に固定されているが、第1ブレーキ58により第2メンバーの第2サンギヤ22をケース70に固定すると、ワンウェイクラッチ60は自動的に第1キャリヤ26の固定を解除する。したがって、第1メンバーの第1サンギヤ22が第1減速比で駆動され、第2メンバーの第2サンギヤ32がケース70に固定される。これにより、図18の共線図においては2ndの斜線に示すように変化して、その変速比は $(\alpha_1 + \alpha_2) / (\alpha_1(1 + \alpha_2)(1 - \alpha_3))$ になる。上記の歯数比とした場合、前進第2

10

速の変速比は2.815になる。

【0038】次に、前進第3速への変速は、前進第1速から引き続いての第1クラッチ50の締結に加えて、第1ブレーキ58を解放して第2クラッチ52を締結することで、第2メンバーの第2サンギヤ32をも第3リングギヤ44と連結して行われる。これにより、図18の共線図における3rdの水平線が示すように、メイン遊星歯車列16は一体となり、全体の変速比は減速歯車40の減速比の $1/(1-\alpha_3)$ と同じになる。上記の歯数比とした場合、前進第3速の変速比は2.000になる。

【0039】次に、前進第4速への変速は、前進第1速から引き続いての第1クラッチ50の締結に加えて、第2クラッチ52を解放して第3クラッチ54を締結することで、第2メンバーの第2サンギヤ32を入力軸10と連結して行われる。これにより、図18の共線図における4thの斜線が示すようになり、変速比は $(\alpha_1 + \alpha_2) / (\alpha_2(1 - \alpha_1 - \alpha_3) + \alpha_1(1 - \alpha_3))$ になる。上記の歯数比とした場合、前進第4速の変速比は1.551になる。

【0040】次に、前進第5速への変速は、前進第1速から引き続いての第1クラッチ50の締結に加えて、第3クラッチ54を解放して第4クラッチ56を締結することで、第3メンバーの第1キャリヤ26を入力軸10と連結して行われる。これにより、図18の共線図における5thの斜線が示すようになり、変速比は $1/(1 - \alpha_1 - \alpha_3)$ になる。上記の歯数比とした場合、前進第5速の変速比は1.290になる。

【0041】次に、前進第6速への変速は、前進第5速の第4クラッチ56の締結に加えて、第1クラッチ50を解放して再び第3クラッチ54を締結することで、第2メンバーの第2サンギヤ32を入力軸10と連結して行われる。これにより、図18の共線図における6thの斜線が示すように、メイン遊星歯車列16が一体になるとともに、入力軸10と連結されることになり、変速比は上記の歯数比に開わらず1.000の直結になる。

【0042】次に、前進第7速への変速は、前進第5速からの第4クラッチ56の締結に加えて、第3クラッチ54を解放して再び第2クラッチ52を締結することで、第2メンバーの第2サンギヤ32を第3リングギヤ44と連結して行われる。これにより、図18の共線図における7thの斜線が示すようになり、変速比は $1/(1 + \alpha_2 - \alpha_3)$ になる。上記の歯数比とした場合、前進第7速の変速比は0.800の増速比になる。

【0043】次に、前進第8速への変速は、前進第5速からの第4クラッチ56の締結に加えて、第2クラッチ52を解放して再び第1ブレーキ58を締結することで、第2メンバーの第2サンギヤ32をケース70に固定して行われる。これにより、図18の共線図における

(7)

特開2002-323098

11

8thの斜線が示すようになり、変速比は $1/(1+\alpha_2)$ になる。上記の歯数比とした場合、前進第8速の変速比は0.667の増速比になる。

【0044】続いて後進の場合について説明する。後進の第1速は、図2の作動表におけるR-1の列に示すように、第2クラッチ52の締結による第3リングギヤ44と第2メンバーの第2サンギヤ22との連結と、第2ブレーキ62の締結による第3メンバーの第1キャリヤ26のケース70への固定で行われる。これにより、第2メンバーの第2サンギヤ22が第1減速比で駆動され、第1キャリヤ26がケース70に固定されるので逆転駆動され、図18の共線図におけるR-1の斜線に示すように、変速比は $-1/\alpha_2(1-\alpha_3)$ になる。上記の歯数比とした場合、後進第1速の変速比は-4.000になる。

【0045】次に、後進第2速への変速は、後進第1速での第2ブレーキ62の締結に加えて、第2クラッチ52を解放して第3クラッチ54を締結することで、第2メンバーの第2サンギヤ32を入力軸10と連結して行われる。これにより、第2メンバーの第2サンギヤ22が入力10と直結され、図18の共線図におけるR-2の斜線に示すように、変速比は $-1/\alpha_2$ になる。上記の歯数比とした場合、後進第2速の変速比は-2.000になる。

【0046】以上の説明で分かるように、各変速段における変速比を得るために、クラッチやブレーキおよびワントウエイクラッチなどの締結要素は、常に2個が締結されており、隣り合った変速段への変速は、前記2個のうちの、片方の要素を切り替えるだけで行うことができる。

【0047】また、詳細な説明は省略するが、図2の作動表でも分かるように前進第1速から第3速などのような1段飛び越し変速においても、同様に前記2個の締結要素うちの、片方の要素を切り替えるだけで行うことができる。このように、1個の締結要素のみの切り替えで変速できることは、自動変速機の遊星歯車列として制御のしやすさの面で有利となる。上記の説明は、前進第1速から第2速への変速のように、いわゆるアップシフトを中心に行なったが、前進第3速から第2速への変速のようなダウンシフトにおいても同様である。

【0048】また、クラッチやブレーキなどの摩擦要素は最低6個で前進8段、後進2段の変速比が得られ、変速段数の割に少ない摩擦要素で構成することができる。このことは、製造コストや重量および所要スペースの節減になるばかりか、自動車が走行中における非作動の摩擦要素が少ないと意味し、これらが生ずる引きずり抵抗も少ないとなる。したがって引きずり抵抗などのロスによる発熱が少なく、駆動伝達効率が高いことにつながる。

【0049】内燃機関を動力源とする自動車は、理論的

12

には多速比が多段である方が加速性能や燃費がよくなるが、一般的に多段化すると摩擦要素の数が増えて駆動伝達効率が低下し、燃費の面で多段化の良さを損なう結果になる傾向があった。本発明によれば、上記のように最低6つの摩擦要素で前進8段の変速比が得られ、多様に変化する走行条件に合わせて適切な変速段を選択するよう制御することで、加速性能とともに燃費を向上することができる。

【0050】上記した歯数比による変速比は、トラックなどの商用車に適した例であるが、 $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ の歯数比を適切に設定することで、乗用車に適した8段の変速比にできるのは言うまでもない。また、摩擦要素の数が少ないと合わせて、前進第6速のように変速比が1の直結が存在するので、使用頻度の高い変速段で直結に頼らない高効率の駆動を行うことができることも燃費の向上に貢献する。

【0051】さらに、図1に示す本発明の実施態様によれば、メイン遊星歯車列16と減速歯車40および各締結要素は、入力軸10および出力軸12と同じ軸心上に29あるので全体をコンパクトに構成することができる。これは、メイン遊星歯車列16にラピニヨ型遊星歯車列を、減速歯車40に単列ダブルピニヨン遊星歯車を、それぞれ用いてこれらを組み合わせたことによるものである。図では、入力軸10と出力軸12と同じ右側へ向くように描いたが、入力軸10を左側へ向けて出すことができると言ふまでもない。

【0052】以上のように、メイン遊星歯車列16の第1乃至第3メンバーのうち、入力軸10は第1減速比の減速歯車を介して第1メンバー（第1サンギヤ22）および第2メンバー（第2サンギヤ32）と連結可能であり、入力軸10はまた、第1減速比より小さい変速比（上記例では変速比1）をもって第2メンバー（第2サンギヤ32）および第3メンバー（第1キャリヤ26）と連結可能である。

【0053】すなわち、第2メンバー（第2サンギヤ32）は2種類の変速比で入力軸10と連結可能であることが従来にない特徴であり、これにより少ない摩擦要素で前進8段後進2段の変速比を得ることができる。この第1乃至第3の各メンバーと入力軸10との連結関係は、以下に示す図9までの他の実施態様にあっても基本的に共通する特徴である。

【0054】次に、本発明の多段変速遊星歯車列における第2の実施態様のスケルトンを図3に示す。以下に示す図は、図1の実施態様と同じ機能の構成部品に、基本的に同じ番号を割り当てて示してある。ここでは、図1に示した実施態様と異なる部分を中心で説明し、実質的に同じ部分の説明を省略する。図3の実施態様は、エンジン14を原動機としてトルクコンバータ72を介して入力軸10を駆動するとともに、第4クラッチ56が第3メンバーの第1キャリヤ26とエンジン14のクラ

(8)

13

ク軸74とを追結可能にしている点が異なる。トルクコンバータ72は、ポンプ76、ターピン78、ステータ80およびステータ80をケース70に固定するためのワンウェイクラッチ82を有する。

【0055】各結合要素の作動は、図2に示した作動表と同じである。したがって、第4クラッチ56の結合が関係しない前進第1速乃至第4速および後進については、図1に示した実施態様と同じ作動であるが、エンジン14の動力はトルクコンバータ72を介して伝達され、流体駆動になる。

【0056】しかし、前進第5速においては、クランク軸74からトルクコンバータ72および減速歯車40と第1クラッチ50を介して第1メンバーの第1サンギヤ22が駆動され、第4クラッチ56を介してクランク軸74が直接第3メンバーの第1キャリヤ26を駆動するので、クランク軸74と出力軸12との間では、流体駆動と機械的な駆動の混在、いわゆる動力スプリットタイプの駆動になる。この結果、トルクコンバータ72での滑りを減らし燃費を向上させながら、機械的連結のみによる駆動で発生する振動の伝達等をトルクコンバータで吸収することが可能となる。

【0057】同様に、前進第6速においては、クランク軸74からトルクコンバータ72および第3クラッチ54を介して第2メンバーの第2サンギヤ32が追結されるので、流体駆動と機械的な駆動の混在になる。さらに、前進第7速においても、クランク軸74からトルクコンバータ72および減速歯車40と第2クラッチ52を介して第2メンバーの第2サンギヤ32が連結されるので、流体駆動と機械的な駆動の混在になる。前進第8速においては、全ての動力がクランク軸74から第4クラッチ56を経て機械的に駆動される。

【0058】通常、トルクコンバータを使用する自動変速機にあっては、低速走行時以外は流体駆動にしないようにロックアップクラッチと呼ばれる直結クラッチをトルクコンバータの内部に設け、クランク軸とターピンを機械的に連結する例が一般的であり、図3の実施態様にあってはロックアップクラッチが第4クラッチ56を兼用していると言える。

【0059】このため、歯車列周辺にある摩擦要素が計5個と、図1の実施態様より1個少くなり、製造コストと重量および所要スペースの節減をはかるとともに、引きずり抵抗の一層の低減が可能になり、燃費を向上することができる。また、図3はトルクコンバータ72を使う実施態様を表したが、トルクコンバータ72の代わりに流体クラッチ（フルードカップリング）を使用することも可能である。

【0060】さらに、図1に示した実施態様と同様に、メイン遊星歯車列16と減速歯車40および各結合要素は、入力軸10および出力軸12と同じ軸心上にあるので全体をコンパクトに構成することができる。

特開2002-323098

14

【0061】以上の構成は図1と一部異なるが、入力軸10とクランク軸74とを同格と考えれば、第1メンバー乃至第3メンバーと入力軸10およびクランク軸74との追結関係は基本的に図1の実施態様と同じである。図3に示した実施態様においても、少ない歯車と摩擦要素で前進8段後進2段の変速段を有する遊星歯車列が得られ、図1に示した実施態様と同様の効果を發揮することができる。

【0062】次に、本発明の多段変速遊星歯車列における第3の実施態様のスケルトンを図4に示す。ここでは、図1に示した実施態様と異なる部分を中心で説明し、実質的に同じ部分の説明を省略する。図4の実施態様は、図3に示した実施態様と同様に、エンジン14のクランク軸74と入力軸10との間にトルクコンバータ72が配置されるとともに、入力軸10と出力軸12とが平行に配置され、第1減速比を得るための減速歯車40が第1駆動歯車90と第1被駆動歯車92の歯車対であり、これより小さい変速比を得るための歯車が第2駆動歯車94と第2被駆動歯車96の歯車対であって、さらに第2駆動歯車94がクランク軸74と追結されていることが、図1の実施態様と異なる。尚、図示したスケルトンは、入力軸10の軸心より下側半分と出力軸12の軸心より上側半分を描いてある。

【0063】また、メイン遊星歯車列16の構成が異なる。すなわち、第1サンギヤ22と第1リングギヤ24とこれらと噛み合う第1ビニヨン28を軸支した第1キャリヤ26からなる第1遊星歯車組20と、第2サンギヤ32と第2リングギヤ34とこれらと噛み合う第2ビニヨン38を軸支した第1キャリヤ36からなる第2遊星歯車組30とから構成されている。第1メンバーは第1リングギヤ24であり、第1クラッチ50および減速歯車40を介して入力軸10と連結可能である。

【0064】ここで、減速歯車40と入力軸10との間には、常に入力軸10から駆動する方向にトルクを伝達する第2ワンウェイクラッチ64と、第5クラッチ66とが並行して設けられ、いわゆるエンジンブレーキ時以外は第2ワンウェイクラッチ64を介して動力が伝達され、エンジンブレーキの際には第5クラッチ66で動力を伝達する。

【0065】第2メンバーは第1サンギヤ22と第2サンギヤ32とが追結されて構成され、第2クラッチ52および減速歯車40を介して入力軸10と連結可能であり、第3クラッチ54および第2駆動歯車94と第2被駆動歯車96を介してクランク軸74と追結可能であるとともに、第1ブレーキ58によりケース70に固定可能である。

【0066】第3メンバーを構成する第2キャリヤ36は、第4クラッチ56および第2駆動歯車94と第2被駆動歯車96を介してクランク軸74と追結可能であるとともに、ワンウェイクラッチ60および第2ブレーキ6

(9)

特開2002-323098

15

2によりケース70に固定可能である。第4メンバーは第1キャリヤ26と第2リングギヤ34とが連結して構成されており、出力軸12と連結している。

【0067】以上の構成は図1と異なるが、入力軸10とクラッチ50とを同様と考えれば、第1メンバー乃至第3メンバーと入力軸10およびクラッチ50との連結関係は基本的に図1の実施態様と同じである。締結要素の作動も基本的に図1、図2に示した実施態様と同様である。ただ、前述のように前進の駆動時にあっては第5クラッチ66が締結せず、第2ワンウェイクラッチ64のみで動力を伝達するので、前進走行中は第1クラッチ50を連結したままでよい。

【0068】このため、前進第1速から第6速までの変速において、第2ワンウェイクラッチ64の作用により、自動直に減速方向の変速ショックを生ずることがないで、変速制御がやりやすくなる。また、後進の第1速は駆動方向に関係なく第5クラッチ66を連結する。さらに、動力の伝達は、流体駆動と機械的駆動が混在するの図3に示した実施態様と基本的に同じであるが、やや異なるのは前進第6速および後進第2速が機械的駆動になることである。

【0069】図4に示す実施態様では、特に大きな入力トルクが作用する前進第1速において、直徑の大きい第1リングギヤ24に入力するので、第1リングギヤ24の歯元応力が小さく済むので、歯幅(軸方向長さ)を小さく設計できるという利点がある。

【0070】以上のように図1の実施態様と構成は異なるが、図4に示す本発明の実施態様も、少ない歯車と摩擦要素で前進8段後進2段の変速比を得ることが可能であり、製造コストと重量および所要スペースの節減をはかるとともに、引きずり抵抗の低減が可能になり、燃費を向上することができる。

【0071】次に、本発明の多段変速ギヤ駆動装置における第4の実施態様のスケルトンを図5に示す。ここでは、図1に示した実施態様と異なる部分を中心で説明し、実質的に同じ部分の説明を省略する。図5に示す実施態様は、メイン遊星歯車列16は図1の実施態様と同じラピニヨ型遊星歯車列であり、入力軸10と、メイン遊星歯車列16および出力軸とが、図4に示した実施態様と同様に平行に配置され、入力軸10とメイン遊星歯車列16との間が2対の歯車で連結されている。したがって、第2メンバーの第2サンギヤ22および第3メンバーの第1キャリヤ26と入力軸10とは、第1減速比より小さい変速比を得るために第2駆動歯車94と第2被駆動歯車96の歯車対を介して連結されるので、直結にはならない。

【0072】各締結要素の作動は図2に示したのと同様であり、前進8段後進2段の変速比を得ることができるのも図1の実施態様と同様である。図5に示す本発明の実施態様においても、少ない歯車と摩擦要素で前進8段

16

後進2段の変速比を得ることが可能であり、製造コストと重量および所要スペースの節減をはかるとともに、引きずり抵抗の低減が可能になり、燃費を向上することができる。

【0073】次に、本発明の多段変速ギヤ駆動装置における第5の実施態様のスケルトンを図6に示す。ここでは、図1に示した実施態様と異なる部分を中心で説明し、実質的に同じ部分の説明を省略する。図6に示す実施態様は、メイン遊星歯車列16が異なることと、図5の実施態様と同様に、入力軸10と、メイン遊星歯車列16および出力軸とが平行に配置され、入力軸10とメイン遊星歯車列16との間が2対の歯車で連結されるのが異なる。すなわち、メイン遊星歯車列16は、第1サンギヤ22と第1リングギヤ24とこれらと噛み合う第1ビニヨン28を軸支した第1キャリヤ26からなる第1遊星歯車組20と、第2サンギヤ32と第2リングギヤ34とこれらと噛み合う第2ビニヨン38を軸支した第1キャリヤ36からなる第2遊星歯車組30とから構成されている。

【0074】第1メンバーは第1サンギヤ22であり、第1クラッチ50および減速歯車40を介して入力軸10と連結可能である。第2メンバーは第2サンギヤ32であり、第2クラッチ52および減速歯車40を介して入力軸10と連結可能であり、第3クラッチ54および

第2駆動歯車94と第2被駆動歯車96を介して入力軸10と連結可能であるとともに、第1ブレーキ58によりケース70に固定可能である。すなわち、第1サンギヤ22と第1リングギヤ24とこれらと噛み合う第1ビニヨン28を軸支した第1キャリヤ26からなる第1遊星歯車組20と、第2サンギヤ32と第2リングギヤ34とこれらと噛み合う第2ビニヨン38を軸支した第1キャリヤ36からなる第2遊星歯車組30とから構成されている。

【0075】第3メンバーを構成する第2キャリヤ36は、第1リングギヤ24と連結され、第4クラッチ56および第2駆動歯車94と第2被駆動歯車96を介して入力軸10と連結可能であるとともに、ワンウェイクラッチ60および第2ブレーキ62によりケース70に固定可能である。第4メンバーは第1キャリヤ26と第2リングギヤ34とが連結して構成されており、出力軸12と連結している。

【0076】以上の構成は図1と異なるが、第1メンバー乃至第3メンバーと入力軸10との連結関係は、第2メンバーの第2サンギヤ32および第3メンバーの第2キャリヤ36と入力軸10との連結で直結にならないことを除き、図1の実施態様と基本的に同様である。各締結要素の作動は図2に示したのと同様であり、前進8段後進2段の変速比を得ることができるのも図1の実施態様と同様である。

【0077】図6に示す本発明の実施態様においても、少ない歯車と摩擦要素で前進8段後進2段の変速比を得ることが可能であり、製造コストと重量および所要スペースの節減をはかるとともに、引きずり抵抗の低減が可能になり、燃費を向上することができる。

【0078】次に、本発明の多段変速ギヤ駆動装置における第6の実施態様のスケルトンを図7に示す。ここで

(10)

特開2002-323098

17

は、図1に示した実施態様と異なる部分を中心に説明し、実質的に同じ部分の説明を省略する。図7に示す実施態様は、メイン遊星歯車列16が異なることと、図5の実施態様と同様に、入力軸10と、メイン遊星歯車列16および出力軸とが平行に配置され、入力軸10とメイン遊星歯車列16との間が2対の歯車で連結されるのが異なる。

【0079】すなわち、メイン遊星歯車列16は、第1サンギヤ22と第1リングギヤ24とこれらと噛み合う第1ビニヨン28を軸支した第1キャリヤ26からなる第1遊星歯車組20と、第2サンギヤ32と第2リングギヤ34とこれらと噛み合う第2ビニヨン38を軸支した第1キャリヤ36からなる第2遊星歯車組30とから構成されている。

【0080】第1メンバーは第1サンギヤ22と第2リングギヤ24とが連結して構成されており、第1クラッチ50および減速歯車40を介して入力軸10と連結可能である。第2メンバーは第2サンギヤ32であり、第2クラッチ52および減速歯車40を介して入力軸10と連結可能であり、第3クラッチ54および第2駆動歯車94と第2駆動歯車96を介して入力軸10と連結可能であるとともに、第1ブレーキ58によりケース70に固定可能である。

【0081】第3メンバーを構成する第1リングギヤ24は、第4クラッチ56および第2駆動歯車94と第2駆動歯車96を介して入力軸10と連結可能であるとともに、ワンウエイクラッチ60および第2ブレーキ62によりケース70に固定可能である。第4メンバーは第1キャリヤ26と第2キャリヤ36とが連結して構成されており、出力軸12と連結している。

【0082】以上の構成は図1と異なるが、第1メンバー乃至第3メンバーと入力軸10との連結関係は、第2メンバーの第2サンギヤ32および第3メンバーの第1リングギヤ24と入力軸10との連結で直結にならないことを除き、図1の実施態様と基本的に同様である。各連結要素の作動は図2に示したのと同様であり、前進8段後進2段の変速比を得ることができるのも図1の実施態様と同様である。

【0083】図7に示す本発明の実施態様においても、少ない歯車と摩擦要素で前進8段後進2段の変速比を得ることが可能であり、製造コストと重量および所要スペースの節減をはかるとともに、引きずり抵抗の低減が可能になり、燃費を向上することができる。

【0084】次に、本発明の多段変速遊星歯車列における第7の実施態様のスケルトンを図8に示す。ここでは、図1に示した実施態様と異なる部分を中心に説明し、実質的に同じ部分の説明を省略する。図8に示す実施態様は、メイン遊星歯車列16が図1と同じラビニヨ型遊星歯車列で構成されているが、連結関係が異なることと、図5の実施態様と同様に、入力軸10と、メイン

18

遊星歯車列16および出力軸とが平行に配置され、入力軸10とメイン遊星歯車列16との間が2対の歯車で連結されるのが異なる。

【0085】すなわち、メイン遊星歯車列16は、第1サンギヤ22と、第2サンギヤ32と、第1リングギヤ24と、第1キャリヤ26と、該第1キャリヤ26に軸支され第1リングギヤ22および第1サンギヤ22と噛み合うロングビニヨン38と、同じく第1キャリヤ26に軸支されロングビニヨン38および第2サンギヤ32と噛み合うショートビニヨン28から構成されている。

【0086】第1メンバーは第1サンギヤ22であり、第1クラッチ50および減速歯車40を介して入力軸10と連結可能である。第2メンバーは第2サンギヤ32であり、第2クラッチ52および減速歯車40を介して入力軸10と連結可能であり、第3クラッチ54および第2駆動歯車94と第2駆動歯車96を介して入力軸10と連結可能であるとともに、第1ブレーキ58によりケース70に固定可能である。

【0087】第3メンバーを構成する第1リングギヤ24は、第4クラッチ56および第2駆動歯車94と第2駆動歯車96を介して入力軸10と連結可能であるとともに、ワンウエイクラッチ60および第2ブレーキ62によりケース70に固定可能である。第4メンバーは第1キャリヤ26であり、出力軸12と連結している。

【0088】以上の構成は図1と異なるが、第1メンバー乃至第3メンバーと入力軸10との連結関係は、第2メンバーの第2サンギヤ32および第3メンバーの第1リングギヤ24と入力軸10との連結が直結にならないことを除き、図1の実施態様と基本的に同様である。各連結要素の作動は図2に示したのと同様であり、前進8段後進2段の変速比を得ることができるのも図1の実施態様と同様である。

【0089】図8に示す本発明の実施態様においても、少ない歯車と摩擦要素で前進8段後進2段の変速比を得ることが可能であり、製造コストと重量および所要スペースの節減をはかるとともに、引きずり抵抗の低減が可能になり、燃費を向上することができる。

【0090】次に、本発明の多段変速遊星歯車列における第8の実施態様のスケルトンを図9に示す。図9に示す実施態様は、上記の図1乃至図8に示した実施態様と変速段数が異なり、前進7段後進2段の変速を可能にするものである。具体的には、図9と図1を見比べて分かる通り、メイン遊星歯車列16および減速歯車40の構成は同じである。異なる点は、第3メンバーの第1キャリヤ26をケース70に固定する手段が機械的なロック機構84であることと、第2メンバーの第2サンギヤ32をケース70に固定するのが、第1ブレーキ(第1の固定手段)58と、これと並列に設けられた第1ワンウエイクラッチ60および第3ブレーキ(第2の固定手

(11)

特開2002-323098

19

20

段) 6 8の両者であることである。

【0091】すなわち、第3ブレーキ6 8を締結した場合に第1ワンウェイクラッチ6 0は、入力軸10側から駆動する方向にのみ第2メンバーの第2サンギヤ3 2を自動的にケース7 0に固定し、逆方向には固定を解除し自由に回転可能になっている。そして、第1ブレーキ5 8を締結すると回転方向にかかわらず第2サンギヤ3 2はケース7 0に固定される。

【0092】また、第3サンギヤ4 2は、第2ワンウェイクラッチ(第3の固定手段)6 4を介してケース7 0に一方向に固定されるとともに、第3ブレーキ(第4の固定手段)6 8の締結でもケース7 0に固定可能である。すなわち、第3サンギヤ4 2は第2ワンウェイクラッチ6 4により入力軸10側から駆動する方向のみ自動的にケース7 0に固定され、第3ブレーキ6 8の締結により駆動方向にかかわらずケース7 0に固定される。

【0093】つまり、第3ブレーキ6 8を締結することにより、第2メンバーの第2サンギヤ3 2を、第1ワンウェイクラッチ6 0を介してケース7 0に固定するのと一緒に、第3サンギヤ4 2をケース7 0に固定することができる。したがって、第2メンバーの第2サンギヤ3 2を、第1ワンウェイクラッチ6 0を介してケース7 0に固定する第2の固定手段と、第3サンギヤ4 2をケース7 0に固定する第4の固定手段とは、実質的に一体の締結装置(第3ブレーキ6 8)であり、第2サンギヤ3 2と第3サンギヤ4 2と一緒に固定することができる。

【0094】次に、図9に示す実施態様の作動を図10に示した作動表を基に説明する。図10に示した作動表は、基本的に図2に示した作動表と同様の表し方をしているが、表中、前進第2速(2nd)における第3ブレーキ6 8の△(逆三角形)は、前進第1速から2速に切り替った後および第2速から第1速に変速する前の一時的な締結を表し、前進第5速(5th)における第2クラッチ5 2と、前進第7速(7th)および後進第2速(R-2)における第3ブレーキ6 8の△(正三角形)は、締結しているが動力伝達に関係していないことを表す。

【0095】図9の実施態様においては、図1の実施態様で説明した作動のうち前進第1速がなく、図1の実施態様の前進第2速が図9の実施態様における前進第1速になる。以下、図1の実施態様における前進第3速乃至前進第8速が1段ずつ繰り上がり、図9の実施態様における前進第2速乃至第7速になる。変速比の計算式も同様に繰り上がる。

【0096】尚、共線図については図18に示したものと基本的に同様で、図18における2nd乃至8thが本実施態様における1st乃至7thに繰り上がるだけであるので図示は省略する。

【0097】以下、図1の実施態様の説明と同様に変速

比の例を示すが、ここでは、各歯数比 α_1 を0.4、 α_2 を0.6、 α_3 を0.55とした場合について例示する。前進第1速は、第1クラッチ5 0の締結により第3リングギヤ3 4と第1メンバーの第1サンギヤ2 2とを連結することと、第3ブレーキ6 8の締結により第1ワンウェイクラッチ6 0を介して第2メンバーの第2サンギヤ3 2をケース7 0に、入力軸10側から駆動する方向に固定して行われる。第1速の変速比は、図1の実施態様における第2速と同じ計算式により、 $(\alpha_1 + \alpha_2) / (\alpha_1 (1 + \alpha_2) (1 - \alpha_3))$ となり、上記歯数比とした場合は3.472になる。エンジンブレーキ時のように出力軸12側から駆動する場合には、L-1に示すように第1クラッチ5 0、第3ブレーキ6 8の締結に加えて、第1ブレーキ5 8の締結で駆動方向に関係なく上記変速比が得られる。

【0098】前進第2速への変速は、第1速における第1クラッチ5 0および第3ブレーキ6 8の締結に加えて、第2クラッチ5 2の締結で第2メンバーの第2サンギヤ3 2も第3リングギヤ4 4と連結することで行われる。このとき、第1ワンウェイクラッチ6 0の締結(固定)は自動的に解除される。第2速の変速比は、図1の実施態様における第3速と同様に、減速歯車4 0の減速比の $1 / (1 - \alpha_3)$ と同じとなり、上記歯数比とした場合は2.222になる。

【0099】尚、次の前進第3速への変速に先立って、第3ブレーキ6 8の締結を解除する。第3ブレーキ6 8の締結を解除しても、第3サンギヤ4 2は第2ワンウェイクラッチ6 4の作用で、入力軸10側から駆動する方向は自動的にケース7 0に固定されるので、第2速の駆動に変わりはない。また、逆に第2速で第3ブレーキ6 8の締結を解除した状態において第1速へ変速を行う場合には、変速に先立って第3ブレーキ6 8を再び締結した上で第2クラッチ5 2の解除を行うことで第1速へ変速することができる。このように、第1速から第2速および、第2速から第1速の変速においては、第1ワンウェイクラッチ6 0が作用するため、変速ショックが当ににくい制御を行うことができる。

【0100】前進第2速から第3速への変速は、第1速から引き続いての第1クラッチ5 0の締結に加えて、第2クラッチ5 2の締結を解除し第3クラッチ5 4を締結することで、第2メンバーの第2サンギヤ3 2を入力軸10と連結して行われる。この際に、第2クラッチ5 2と第3クラッチ5 4の両者が同時に締結あるいはそれに近い状態にある瞬間があっても、後述の第5速と同じ変速比になりかかるだけであり、自動車を減速する方向の変速ショックが生ずることはない。これは第2ワンウェイクラッチ6 4の作用で、第3速において出力軸12側から駆動する状態にならないからである。第3速の変速比は、図1の実施態様における第4速と同様に、 $(\alpha_1 + \alpha_2) / (\alpha_2 (1 - \alpha_1 \cdot \alpha_3) + \alpha_1 (1 - \alpha_2))$

(12)

特開2002-323098

21

3) } になり、上記歯数比とした場合は 1.543 になる。

【0101】前進第4速への変速は、第1速から引き続いての第1クラッチ50の締結に加えて、第3クラッチ54の締結を解除し第4クラッチ56を締結することで、第3メンバーの第1キャリヤ26が入力軸10と連結して行われる。この際も、第3クラッチ54と第4クラッチ56両者が同時に締結あるいはそれに近い状態にある瞬間があっても、後述の第5速と同じ変速比になりかかるだけであり、自動車を減速する方向の変速ショックが生ずることはない。これも第2ワンウェイクラッチ64の作用で、第4速において出力軸12側から駆動する状態にならないからである。第4速の変速比は、図1の実施態様における第5速と同様に、 $1/(1-\alpha_1-\alpha_3)$ になり、上記歯数比とした場合は 1.282 になる。

【0102】前進第5速への変速は、第4速における第4クラッチ56の締結に加えて、第1クラッチ50の締結を解除し再び第3クラッチ54を締結することで、第3メンバーの第1キャリヤ26に加えて第2メンバーの第2サンギヤ32も入力軸10と連結して行われる。

尚、この際に第2クラッチ52を締結しておくと、次の第6速への変速制御がやりやすくなる。この場合の第2クラッチ52は動力伝達に関係しない。第5速の変速比は、図1の実施態様における第6速と同様に、歯数比に問わらず 1.000 の直結になる。

【0103】前進第6速への変速は、第4速から引き続いての第4クラッチ56、第2クラッチ52の締結に加えて、第3クラッチ54の締結を解除し第3ブレーキ68を締結することで、第2メンバーの第2サンギヤ32と第3リングギヤ44とを連結したまま第3サンギヤ42をケース70に固定することで行われる。第6速の変速比は、図1の実施態様における第7速と同様に、 $1/(1+\alpha_2+\alpha_3)$ になり、上記歯数比とした場合は 0.752 の増速比になる。

【0104】前進第7速への変速は、第4速から引き続いての第4クラッチ56の締結に加えて、第2クラッチ52の締結を解除し第1ブレーキ58を締結することで、第2メンバーの第2サンギヤ32をケース70に固定して行われる。この際、第3ブレーキ68は連結したままであるが動力伝達には関係しない。第7速の変速比は、図1の実施態様における第8速と同様に、 $1/(1+\alpha_2)$ になり、上記歯数比とした場合は 0.625 の増速比になる。

【0105】後進の場合は、第3メンバーの第1キャリヤ26をケース70に固定する手段が機械的なロック機構84であること、および第3ブレーキ68を締結することを除き、図1の実施態様と同じである。この際、ロック機構84および第3ブレーキ68の締結と、第2クラッチ52の締結と組み合わせて後進第1速 (R-1)

22

の変速比が得られ、第3クラッチ54の締結と組み合わせて後進第2速 (R-2) の変速比を得るが、いずれの場合もロック機構84の締結を先行して行い、続いて第3ブレーキ68および第2クラッチ52または第3クラッチ54を締結する。変速比の計算式は図1の実施態様と同じであり、上記歯数比とした場合は後進第1速が -3.704 になり、第2速が -1.667 になる。

【0106】以上のように6個の直接要素により、直結を含む前進7段後進2段の変速比を得ることができ、2個のワンウェイクラッチ60、64を作用させてスムーズな変速制御が可能であり、自動車の走行条件に応じてきめ細かい変速比を選択して駆動することにより燃費を向上させることができる。特に、図1の実施態様にあった第2ブレーキ62は、後進時に大きなトルクが作用するので大容量にせざるを得ず、高速走行時においては回転差が大きくなるため、ここで生ずる引きずり抵抗が他の摩擦要素より大きい。

【0107】図9に示した実施態様は前進7段にすることで、第3メンバーの第1キャリヤ26のケース70への固定を後進時のみとしたため、図1の実施態様における第2ブレーキ62をロック機構84に置換することで、特に高速走行時の引きずり抵抗を小さくして燃費を一層向上させる効果がある。また、第2メンバーの第2サンギヤ32を、第1ワンウェイクラッチ60を介してケース70に固定する第2の固定手段と、第3サンギヤ42をケース70に固定する第4の固定手段とを、実質的に一体の締結要素 (第3ブレーキ68) としたため、締結要素の数を増やすことなく、変速ショックのない制御ができることが大きな特徴である。さらに、図9に示した実施態様においても、第2メンバー (第2サンギヤ32) が2種類の変速比をもって入力軸10と連結可能であることが、従来にない特徴である。

【0108】次に、本発明の多段変速追星歯車列における第9の実施態様のスケルトンを図11に示す。また、これの作動表を図12に示す。ここでは、図9に示した実施態様と異なる部分を中心に説明し、実質的に同じ部分の説明を省略する。図11に示す実施態様は、図9に示した実施態様と同様に、第3メンバーの第1キャリヤ26のケース70への固定を後進時のみとし、図1の実施態様における第2ブレーキ62をロック機構84に置換するとともに、図9に示した実施態様の第3クラッチ54を除いたものである。

【0109】その結果、図9に示した実施態様において第3クラッチ54の締結が必要な前進第3速と後進第2速が省略されることになる。しかし、前進第4速の直結は第4クラッチ56の締結で代替えできるので、前進6段後進1段の変速比を得ることができる。

【0110】次に、図11に示した実施態様の作動を、図12に示した作動表を基に説明する。各締結要素の締結を表す記号の意味は図10の作動表と同じである。前

(13)

23

道第1速から第6速までの变速については、図9に示した実施態様における前進第3速がないことと、図11において直結になる第4速(4th)の総結が3個のクラッチ50、52、56になることであり、他は同じであるので説明を省略する。

【0111】共線図の図示は省略したが、図18に示した前進8段後進2段のうち、前進第1速(1st)と第4速(4th)および後進第2速(R-2)を間引いたものになる。したがって、变速比の計算式も、図1に示した実施態様の説明から、上記の前進第1速と第4速および後進第2速を除いたものをそのまま用いる。以下、各齒比 α_1 をり、 $\alpha_1 = 3.6$ 、 $\alpha_2 = 0.58$ 、 $\alpha_3 = 0.52$ として、各变速比を計算式とともに例示する。

【0112】前進第1速は、図1の実施態様における第2速と同様に、 $(\alpha_1 + \alpha_2) / (\alpha_1 (1 + \alpha_2) (1 - \alpha_3))$ となり、上記齒比とした場合は3.443になる。第2速は、図1の実施態様における第3速と同様に、減速歯車40の減速比、 $1 / (1 - \alpha_3)$ と同じとなり、上記齒比とした場合は2.083になる。第3速は、図1の実施態様における第5速と同様に、 $1 / (1 - \alpha_1 - \alpha_3)$ になり、上記齒比とした場合は1.230になる。第4速は歯比に関係なく变速比が1.000の直結になる。第5速は、図1の実施態様における第7速と同様に、 $1 / (1 + \alpha_2 - \alpha_3)$ になり、上記齒比とした場合は0.768の増速になる。第6速は、図1の実施態様における第8速と同様に、 $1 / (1 + \alpha_2)$ になり、上記齒比とした場合は0.633の増速になる。同様に後進は、図1の実施態様における後進第1速と同じく、 $-1 / \alpha_2 (1 - \alpha_3)$ になり、上記齒比とした場合は-3.592になる。

【0113】以上のように5個の摩擦要素により、最用歯の变速機に通した、直結を含む前進8段後進1段の变速比を得ることができる。また、図9に示した実施態様と同様に、2個のワンウェイクラッチ60、64を作用させてスムーズな变速制御が可能であり、自動車の走行条件に応じてきめ細かい变速比を選択して駆動することにより燃費を向上させることができる。さらに、図1の実施態様における第2ブレーキ62をロック機構84に置換することで、特に高速走行時の引きずり抵抗を小さくして燃費を一層向上させる効果があることも、図9に示した実施態様と同じである。

【0114】次に、本発明の多段变速逆星歯車列における第10の実施態様のスケルトンを図13に示す。この実施態様は、図11に示した実施態様と一部が異なるだけである。ここでは、図11に示した実施態様と異なる部分を中心に説明し、実質的に同じ部分の説明を省略する。図13に示す実施態様は、図11に示した実施態様における減速歯車40の追結関係が異なる。

【0115】すなわち、第3サンギヤ42と第3キャリ

特開2002-323098

24

ヤ46の追結関係が逆転しており、第3サンギヤ42が入力軸10と追結しており、第3キャリヤ46がケース70に固定可能になっている。このため、变速比の計算式は図11に示した実施態様と異なるが、各総結要素の作動は図12に示したものと全く同じであり、前進6段後進1段の变速比が得られる。

【0116】以下、各歯比 α_1 を0.36、 α_2 を0.58、 α_3 を0.50として、各变速比を計算式とともに例示する。前進第1速は、 $(\alpha_1 + \alpha_2) / (\alpha_1 \cdot \alpha_3 (1 + \alpha_2))$ になり、上記齒比とした場合は3.305になる。第2速は、減速歯車40の減速比、 $1 / \alpha_3$ と同じになり、上記齒比とした場合は2.000になる。第3速は、 $1 / (1 - \alpha_1 (1 - \alpha_3))$ になり、上記齒比とした場合は1.220になる。第4速は歯比に関係なく变速比が1.000の直結になる。第5速は、 $1 / (1 + \alpha_2 (1 - \alpha_3))$ になり、上記齒比とした場合は0.775の増速になる。第6速は、図1の実施態様における第8速と同様に、 $1 / (1 + \alpha_2)$ になり、上記齒比とした場合は0.633の増速になる。同様に後進は、 $-1 / (\alpha_2 - \alpha_3)$ になり、上記齒比とした場合は-3.448になる。

【0117】図13に示した実施態様は、図11に示した実施態様と同様に、5個の摩擦要素により、乗用車の变速機に通した直結を含む前進6段後進1段の变速比を得ることができる。また、図9に示した実施態様で説明したのと同様に、2個のワンウェイクラッチ60、64を作用させてスムーズな变速制御が可能であり、自動車の走行条件に応じてきめ細かい变速比を選択して駆動することにより燃費を向上させることができる。さらに、図1の実施態様における第2ブレーキ62をロック機構84に置換することで、特に高速走行時の引きずり抵抗を小さくして燃費を一層向上させる効果があることも、図9に示した実施態様と同じである。

【0118】次に、本発明の多段变速逆星歯車列における第11の実施態様のスケルトンを図14に示す。この実施態様は、図11に示した実施態様にトルクコンバータ72を組み合わせた構成であり、その組み合わせ方は図3に示した実施態様と同様である。ここでは、図11および図3に示した実施態様と異なる部分を中心に説明し、実質的に同じ部分の説明を省略する。

【0119】図14に示す実施態様は、図11に示した実施態様と同じ減速歯車40およびメイン逆星歯車列16と、エンジン14との間にトルクコンバータ72を配設し、第4クラッチ56をトルクコンバータ72の中に配置したものである。各総結要素の作動は、図12に示したものと基本的に同じであり、前進6段後進1段の变速比が得られる。

【0120】また、前進第1速および第2速は、エンジン14の動力が全てトルクコンバータ72を経由して入

(14)

25

力軸10に伝達されるので流体駆動になり、第3速および第5速は一部の動力が第4クラッチ56を経由してメイン遊星歯車列16に入るので、クランク軸74と出力軸12との間では、流体駆動と機械的な駆動の混在になる。前進第4速および第6速は、エンジン14の動力が全て機械的に出力軸12に伝達される。

【0121】詳細の説明は省略するが、図14に示した実施態様は、図11に示した実施態様と同様に、5個の摩擦要素により、飛行直の変速機に適した直結を含む前進6段後進1段の変速比を得ることができる。しかも、第4クラッチ56をトルクコンバータ72の中に配置できるので、遊星歯車列の周辺には4個の摩擦要素を配置するだけで済み、全体をより小型・軽量にすることができる。

【0122】また、図9に示した実施態様で説明したのと同様に、2個のワンウェイクラッチ60、64を作用させてスムーズな変速制御が可能であり、自動車の走行条件に応じてきめ細かい変速比を選択して駆動することにより燃費を向上させることができる。さらに、図1の実施態様における第2ブレーキ62をロック機構84に置換することで、特に高速走行時の引きずり抵抗を小さくして燃費を一層向上させる効果があることも、図9に示した実施態様と同じである。

【0123】次に、本発明の多段変速遊星歯車列における第12の実施態様のスケルトンを図15に示す。この実施態様は、図13に示した実施態様から2個のワンウェイクラッチ60、64と、これに付随する第3ブレーキ68を取り除いたものである。ここでは、図13に示した実施態様と異なる部分を中心に説明し、実質的に同じ部分の説明を省略する。

【0124】図15に示す実施態様は、上記した締結要素がなくなるので、その作動は図16に示す作動表のように各締結要素を締結することで、前進5段後進1段の変速比が得られる。共線図は図20に示すようになる。図18に示したものと異なるのは、減速歯車40が、第3サンギヤ42が入力軸10と同じく回転数が1であり、第3キャリヤ46が固定されているので回転数が0になっていることである。また、クラッチやブレーキの数が減っているため、メイン遊星歯車列側の連結関係を表す○印の数が少ないことがわかる。

【0125】具体的な変速比は、図13に示した実施態様と比べると変速比が1.000の直結がないことになり、各歯数比 α_1 を0.36、 α_2 を0.58、 α_3 を0.50とした場合、各変速比を計算式とともに例示すると以下になる。前進第1速は、図13の実施態様と同様に、 $(\alpha_1 + \alpha_2) / (\alpha_1 \cdot \alpha_3 (1 + \alpha_2))$ になり、上記歯数比とした場合は3.305になる。第2速も同様に、減速歯車40の減速比、1/ α_3 と同じとなり、上記歯数比とした場合は2.000になる。第3速は、 $1 / (1 - \alpha_1 (1 - \alpha_3))$ になり、上記歯数

特開2002-323098

26

比とした場合は1.220になる。第4速は、図13の実施態様における第5速の $1 / (1 + \alpha_2 (1 - \alpha_3))$ と同じになり、上記歯数比とした場合は0.775の増速になる。第5速は、図13の実施態様における第6速と同様に、 $1 / (1 + \alpha_2)$ になり、上記歯数比とした場合は0.633の増速になる。同様に後進は、図13と同じく、 $-1 / (\alpha_2 \cdot \alpha_3)$ になり、上記歯数比とした場合は-3.448になる。

【0126】以上のように4個の摩擦要素により、飛行直の変速機に適した前進5段後進1段の変速比を得ることができる。また、図1の実施態様における第2ブレーキ62をロック機構84に置換することで、特に高速走行時の引きずり抵抗を小さくして燃費を一層向上させる効果があることも、図9、図11、図13、図14に示した実施態様と同じである。さらに、図14に示した実施態様のようにトルクコンバータと組み合せて、第4クラッチ56をトルクコンバータ内に設けると、遊星歯車列周辺には3個の摩擦要素のみで構成できる。

【0127】次に、本発明の多段変速遊星歯車列における第13の実施態様のスケルトンを図17に示す。この実施態様は、図15に示した実施態様の第2サンギヤ32を、第1ワンウェイクラッチ60を介してケース70に固定可能にしたものである。ここでは、図15に示した実施態様と異なる部分を中心に説明し、実質的に同じ部分の説明を省略する。

【0128】図17に示す実施態様は、ケース70にスリープ86が設けてある。詳細の図示は省略したが、スリープ86は、回転方向はケース70に固定されつつも軸方向には移動可能であり、図は軸方向左側にあって第3サンギヤ32を、第1ワンウェイクラッチ60を介してケース70に固定している状態を表す。スリープ86は、後進以外の場合は図に示すように軸方向左側にある。このスリープ86を右側へ移動すると、第1キャリヤ26をケース70に機械的に固定することができる。

【0129】次に、図17に示す実施態様の作動を説明する。各締結要素の作動は、基本的に図16に示したものと同様であるが、前進第1速については、図のように第2メンバーの第2サンギヤ32が第1ワンウェイクラッチ60を介してケース70に固定されているので、自動車を加速する場合は第1クラッチ54を締結するだけではなく、エンジンブレーキ時のように出力軸12側から駆動する場合に第1ブレーキ58を締結すればよい。

【0130】また、後進の場合はスリープ86を右側へ移動して第1キャリヤ26をケース70に機械的に固定して、その後に第2クラッチ52を締結することで後進の変速比が得られる。その他の作動は図13に示した実施態様と同じであるので、詳細の説明は省略する。

【0131】以上のように4個の摩擦要素により、飛行直の変速機に適した前進5段後進1段の変速比を得ることができる。特に、スリープ86を設けて第2メンバー

(15)

特開2002-323098

27

の第2サンギヤ32を、第1ワンウェイクラッチ60を介してケース70に固定可能としたので、前進第1速と第2速との間における変速に際して、変速ショックの発生を抑える制御を容易に行うことができる。

【0132】また、図1の実施態様における第2ブレーキ62をスリープ86に置換することで、特に高速走行時の引きずり抵抗を小さくして燃費を一層向上させる効果があることも、図9、図11、図13、図14に示した実施態様と同じである。

【0133】次に、本発明の多段変速星歯車列における第14の実施態様のスケルトンを図19に示す。この実施態様は、図15に示した実施態様における第2サンギヤ32および第1キャリヤ26のケース70への固定に、円錐摩擦要素100を用いたものである。ここでは、図15に示した実施態様と異なる部分を中心に説明し、実質的に同じ部分の説明を省略する。

【0134】ケース70にはヘリカルスプライン102が設けてあり、円錐摩擦要素100は、ヘリカルスプライン102に係合したヘリカルスプライン104を有しており、その内面はに第1円錐摩擦面106と第2摩擦面108を形成している。円錐摩擦要素100は、ヘリカルスプライン102に沿って前方向(左)に移動可能であるとともに、図示は省略するが油圧ピストンにより左右に移動および圧着が可能になっている。圧着とは、右側へ押しつけると第1キャリヤ26の円錐摩擦面26aと接してこれをケースに固定し、左側へ押しつけると第2サンギヤと一体の円錐摩擦面32aと接してこれをケースに固定することを意味する。

【0135】ヘリカルスプライン102および104は、円錐摩擦要素100が入力軸10と同じ回転方向にトルクが作用すると右側へ、その反対の回転方向にトルクが作用すると左側へ移動するようになっている。このため、前進第1速で加速する場合は前記の油圧ピストンにより、円錐摩擦要素100を左側へ押しつけておき、第1クラッチ50を縮締して入力軸10から駆動すると、第2サンギヤ32は入力軸10の回転方向とは逆の方向へ回転しようとして、円錐摩擦面32aと第1円錐摩擦面106とが摩擦して、この摩擦トルクがヘリカルスプライン104から102へ伝達され、ここで円錐摩擦要素100を左側へ移動する力(スラスト)が生じる。

【0136】ここで、ヘリカルスプライン104、102のねじれ角(ヘリカルスプラインのリード)を適切に設定しておくと、ヘリカルスプライン104、102間で生ずる左側方向のスラストにより、円錐摩擦面32aと第1円錐摩擦面106との摩擦トルクが大きくなり、それがさらにヘリカルスプライン104、102間で生ずる左側へのスラストを大きくする作用になる。

【0137】このスラストを大きくする作用は、入力軸10側から加速(駆動)する場合にのみ起きるので、前

28

記油圧ピストンへの油圧を適切に制御することでワンウェイクラッチに近い作用をもたらすことができる。一方、出力軸12側から駆動するような場合は、ヘリカルスプライン104、102間に逆方向のトルクが作用して、円錐摩擦面32aと第1円錐摩擦面106とを離す方向のスラストが生ずる。そこで、ヘリカルススプライン104、102のねじれ角と油圧ピストンに作用させる油圧を適切な関係に設定することで、エンジンブレーキ時ににおける第2サンギヤ32に作用する固定すべきトルクに耐えることができるようになる。

【0138】同様に、後進の場合は油圧ピストンで錐底摩擦要素100を右側へ移動し、入力軸10から駆動すると、第1キャリヤ26は入力軸10と同じ回転方向に回転しようとして、ヘリカルススプライン104、102と円錐摩擦面26aと第2円錐摩擦面108とで同じ作用が起きて第1キャリヤ26をケース70に固定する方向のスラストが生じる作用をもたらす。後進時においても、油圧ピストンにより常に大きな力を錐底摩擦要素100に与え、出力軸12側からの駆動も可能にする。

【0139】他の締結要素の作用は図15に示した実施態様と同じであるので、詳細の説明は省略するが、錐底摩擦要素100以外に3個の摩擦要素により、乗用車の変速機に適した前進5段後進1段の変速比を得ることができる。特に、錐底摩擦要素100はワンウェイクラッチの機能を有するので、前進第1速と第2速との間における変速に際して、変速ショックの発生を抑える制御を容易に行うことができる。

【0140】また、円錐摩擦面は摩擦面の数が少なく、非作動時の摩擦面同士の隙間を確保することで引きずり抵抗を小さくすることができる。図1の実施態様における第2ブレーキ62を円錐摩擦面26aと第2円錐摩擦面108とに置換することで、特に高速走行時の引きずり抵抗を小さくして燃費を一層向上させる効果があることも、図9、図11、図13、図14に示した実施態様と同じである。

【0141】以上、説明したように本発明の多段変速星歯車列によれば、以下のような効果が得られるとともに、当業者の一般的な知識に基づいて、図示した以外の締結要素を摩擦要素とワンウェイクラッチの併設に置換することや、多級クラッチなどの摩擦要素に代えて円錐摩擦要素にするなどの変更や改良を加えた態様で実施することができる。

【0142】

【発明の効果】以上、説明してきたように、本発明の多段変速星歯車列によれば、以下のような効果を得ることができる。

(1) 請求項1に記載した本発明の多段変速星歯車列によれば、入力軸と、出力軸と、入力軸と出力軸間に設けられ、入力軸の回転数を出力軸の回転数へ変換する複数の回転メンバーを備えたメイン星歯車列とを有し、

(15)

特開2002-323098

29

該メイン遊星齒車列の回転メンバーとして、第1メンバーと第2メンバーと第3メンバーおよび第4メンバーとを備え、第1メンバーは少なくとも前進第1速において入力軸と連結可能であり、第2メンバーおよび第3メンバーはそれぞれ入力軸と連結可能であるとともに、第2メンバーは少なくとも最高変速段でケース側に固定可能であり、第3メンバーは少なくとも後進時にケース側に固定可能であり、第4メンバーは出力軸と連結しており、入力軸は、第1減速比の減速歯車を介して第1メンバーおよび第2メンバーとそれぞれ連結可能であり、かつ第1減速比より小さい変速比をもって第2メンバーおよび第3メンバーとそれぞれ連結可能としたため、第1乃至第3メンバーと入力軸との連結と、第2メンバーと第3メンバーをケースに固定を行う。少ない摩擦要素との組み合わせで、前進7段もしくは8段後進2段の変速を行うことができる。小型・軽量で製造コストが安く、動力伝達効率の高い変速機を得ることができる。

【0143】(2) 請求項2に記載した本発明の多段変速遊星齒車列によれば、減速歯車は、第3サンギヤと、第3リングギヤと、該第3リングギヤと噛み合った第3ビニヨンAと、該第3ビニヨンAおよび第3サンギヤと噛み合った第3ビニヨンBと、該第3ビニヨンBおよび第3ビニヨンAを駆動する第3キャリヤを備え、入力軸は第3キャリヤおよび第3メンバーとそれぞれ連結または連結可能であり、第3サンギヤはケース側に固定または固定可能であり、第3リングギヤは第1メンバーおよび第2メンバーとそれぞれ連結可能としたため、前進7段もしくは8段後進2段の変速を行うとともに、遊星齒車列全体を同一軸芯上で構成することができ、変速機をコンパクトにすることができます。

【0144】(3) 請求項3に記載した本発明の多段変速遊星齒車列によれば、入力軸と、出力軸と、入力軸と出力軸間に設けられ、入力軸の回転数を出力軸の回転数へ変換する複数の回転メンバーを備えたメイン遊星齒車列とを有し、該メイン遊星齒車列の回転メンバーとして、第1メンバーと第2メンバーと第3メンバーおよび第4メンバーとを備え、第1メンバーは少なくとも前進第1速において入力軸と連結可能であり、第2メンバーおよび第3メンバーはそれぞれ入力軸と連結可能であるとともに、第2メンバーは少なくとも最高変速段でケース側に固定可能であり、第3メンバーは少なくとも後進時にケース側に固定可能であり、第4メンバーは出力軸と連結しており、入力軸は第1減速比の減速歯車を介して第1メンバーおよび第2メンバーとそれぞれ連結可能であり、かつ第1減速比より小さい変速比をもって少なくとも第2メンバーと連結可能であり、第3メンバーをケース側に固定する手段が、ドグクラッチもしくはロッドボールなどの機械的固定手段としたため、大容量の摩擦要素が不要になり、高速走行における引きずり抵抗を下げる動力伝達効率が高まるので、燃費を一層向上させ

30

るとともに、製造コストと重量および所要スペースの節減をはかることができる。

【0145】(4) 請求項4に記載した本発明の多段変速遊星齒車列によれば、減速歯車は、第3サンギヤと、第3リングギヤと、該第3リングギヤと噛み合った第3ビニヨンAと、該第3ビニヨンAおよび第3サンギヤと噛み合った第3ビニヨンBと、該第3ビニヨンBおよび第3ビニヨンAを駆動する第3キャリヤを備え、第3サンギヤと第3キャリヤのうちの一方と入力軸とを連結し、第3サンギヤと第3キャリヤのうちの他方をケース側に固定または固定可能とし、第3リングギヤを第1メンバーおよび第2メンバーとそれぞれ連結可能に構成したため、所要の減速比に応じて第3サンギヤと第3キャリヤのうちの一方と入力軸とを連結し、他方を固定することで、変速比の設定自由度を高めることができる。

【0146】(5) 請求項5に記載した本発明の多段変速遊星齒車列によれば、第2メンバーを、ケース側に固定する第1の固定手段を有し、該第1の固定手段と並列に第1ワンウェイクラッチを介してケース側に固定可能な第2の固定手段を設けるとともに、第3サンギヤもしくは第3キャリヤを、第2ワンウェイクラッチ(第3の固定手段)を介してケースに固定し、該第2ワンウェイクラッチと並列に第3サンギヤもしくは第3キャリヤをケースに固定する第4の固定手段を設けたため、特に低速段における変速ショックを出にくい制御を容易にすることができます。

【0147】(6) 請求項6に記載した本発明の多段変速遊星齒車列によれば、第2の固定手段と第4の固定手段と一緒に締結可能に構成したため、第1ワンウェイクラッチおよび第2ワンウェイクラッチを活用して変速ショックが出にくい制御を容易にしながら、摩擦要素の数を多くしないで構成することができる。

【0148】(7) 請求項7に記載した本発明の多段変速遊星齒車列によれば、メイン遊星齒車列は、内燃機関のクラシック軸が流体クラッチまたはトルクコンバータと減速歯車を介して、メイン遊星齒車列の第1メンバーおよび第2メンバーとそれぞれ連結可能であるとともに、クラシック軸が少なくとも第3メンバーに連結可能としたため、前進7段もしくは8段後進2段の変速を行う機能を持ちながら、全体として摩擦要素を1個減らすことができるので、小型・軽量で製造コストが安く、動力伝達効率の高い変速機を得ることができます。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の多段変速遊星齒車列のスケルトン図である。

【図2】図1に示した多段変速遊星齒車列の作動表である。

【図3】本発明の多段変速遊星齒車列における第2の実施態様のスケルトン図である。

【図4】本発明の多段変速遊星齒車列における第3の実

(17)

特開2002-323098

31

32

施感様のスケルトン図である。

【図5】本発明の多段変速遊星歯車列における第4の実施感様のスケルトン図である。

【図6】本発明の多段変速遊星歯車列における第5の実施感様のスケルトン図である。

【図7】本発明の多段変速遊星歯車列における第6の実施感様のスケルトン図である。

【図8】本発明の多段変速遊星歯車列における第7の実施感様のスケルトン図である。

【図9】本発明の多段変速遊星歯車列における第8の実施感様のスケルトン図である。

【図10】図9に示した多段変速遊星歯車列の作動表である。

【図11】本発明の多段変速遊星歯車列における第9の実施感様のスケルトン図である。

【図12】図11に示した多段変速遊星歯車列の作動表である。

【図13】本発明の多段変速遊星歯車列における第10の実施感様のスケルトン図である。

【図14】本発明の多段変速遊星歯車列における第11の実施感様のスケルトン図である。

【図15】本発明の多段変速遊星歯車列における第12の実施感様のスケルトン図である。

【図16】図15に示した多段変速遊星歯車列の作動表である。

【図17】本発明の多段変速遊星歯車列における第13の実施感様のスケルトン図である。

【図18】図1に示した多段変速遊星歯車列の共緯図である。

【図19】本発明の多段変速遊星歯車列における第14の実施感様のスケルトン図である。

【図20】図15に示した多段変速遊星歯車列の共緯図である。

【符号の説明】

10:入力軸

12:出力軸

14:エンジン(内燃機関)

16:メイン遊星歯車列

20:第1遊星歯車組

22:第1サンギヤ

24:第1リングギヤ

26:第1キャリヤ

26a:円錐摩擦面

28:第1ビニヨン、ショートビニヨン

30:第2遊星歯車組

32:第2サンギヤ

32a:円錐摩擦面

34:第2リングギヤ

36:第2キャリヤ

38:第2ビニヨン、ロングビニヨン

40:減速歯車

42:第3サンギヤ

44:第3リングギヤ

46:第3キャリヤ

48a、48b:第3ビニヨン

50:第1クラッチ

52:第2クラッチ

54:第3クラッチ

56:第4クラッチ

58:第1ブレーキ

60:第1ワンウェイクラッチ

62:第2ブレーキ

64:第2ワンウェイクラッチ

66:第5クラッチ

68:第3ブレーキ

70:ケース(静止部)

72:トルクコンバータ

74:クランク軸

76:ポンプ

78:ターピン

80:ステータ

82:ワンウェイクラッチ

84:ロック機構

86:スリーブ

90:第1駆動歯車

92:第1被駆動歯車

94:第2駆動歯車

96:第2被駆動歯車

100:円錐摩擦要素

102:ヘリカルスプライン

104:ヘリカルスプライン

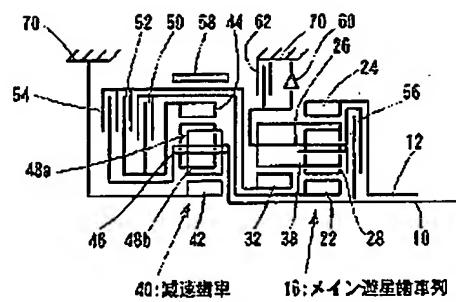
40 106:第1円錐摩擦面

108:第2円錐摩擦面

(18)

特開2002-323098

【図1】



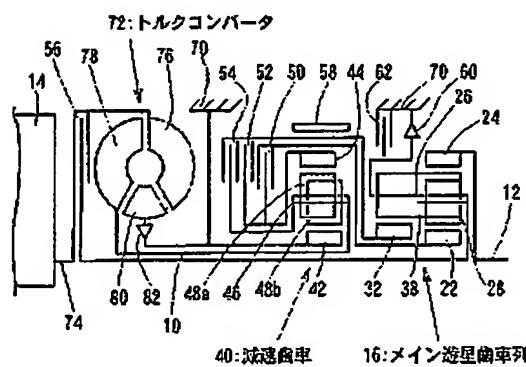
【図2】

	50	52	54	56	58	60	62	64
1st	○						○	
2nd	○	○			○			
3rd	○	○						
4th	○		○					
5th	○		○					
6th		○	○					
7th		○	○					
8th			○	○				
R	○							○
L-1	○				○			
L-2	○	○			○			
L-3	○	○			○			
L-4	○							

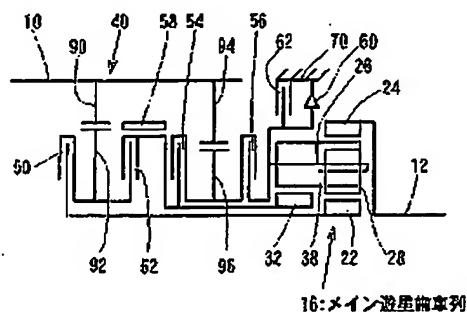
【図12】

	50	52	54	56	58	60	62	64
1st	○			○	○			
2nd	○	○			▽		○	
3rd	○		○				○	
4th	○	○	○					
5th	○		○					
6th		○	○					
R	○							○
L-1	○			○	○			
L-2	○	○			○			
L-3	○	○			○			
L-4								

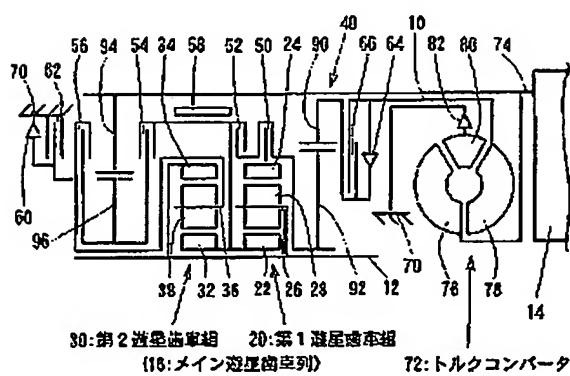
【図3】



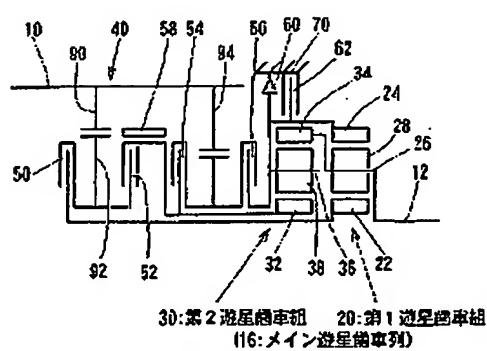
【図5】



【図4】



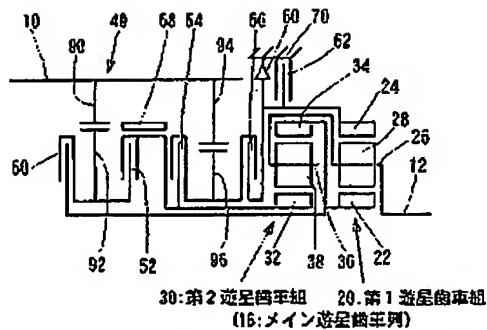
【図6】



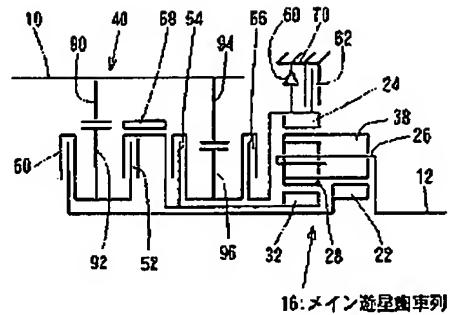
(19)

特開2002-323098

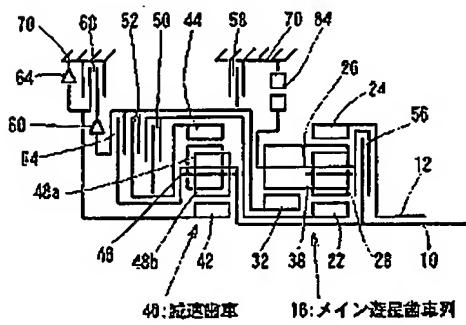
【図7】



【図8】



【図9】



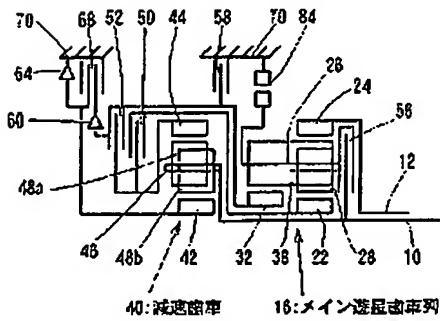
【図10】

	50	52	54	50	58	60	64	84
1st	○					○	○	
2nd	○	○				▽	○	
3rd	○		○				○	
4th	○				○		○	
5th		△	○	○				
6th	○		○	○				
7th				○	○	△		
R-1	○					○		
R-2		○				△		
L-1	○				○	○		
L-2	○	○				○		
L-3	○		○			○		
L-4	○		○			○		

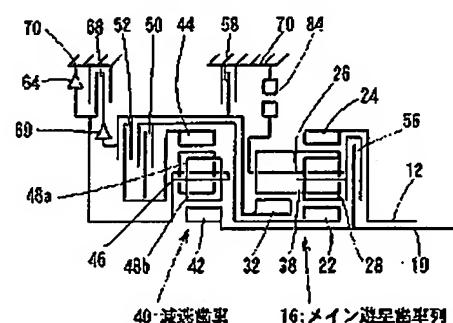
【図16】

	50	52	54	58	84
1st	○				
2nd	○	○			
3rd	○		○		
4th		○	○	○	
5th		○	○	○	
R	○			○	

【図11】



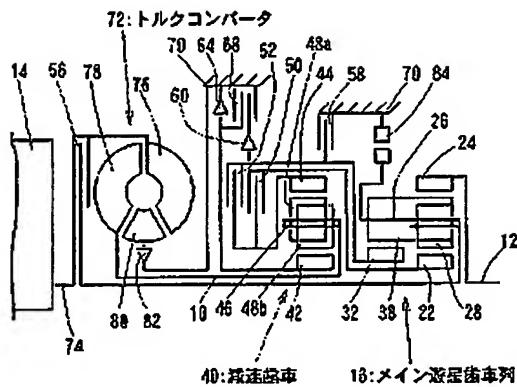
【図13】



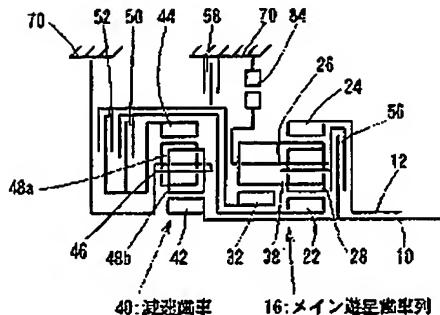
(20)

特關2002-323098

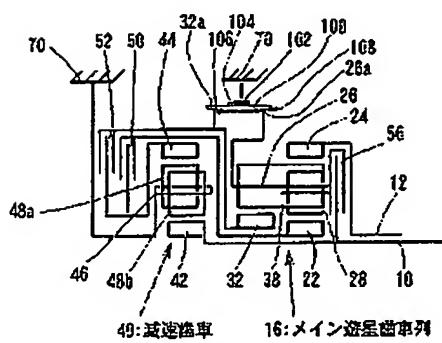
[图14]



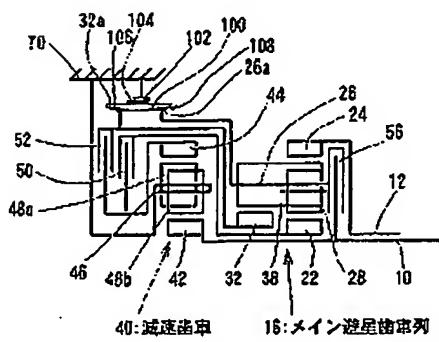
[図15]



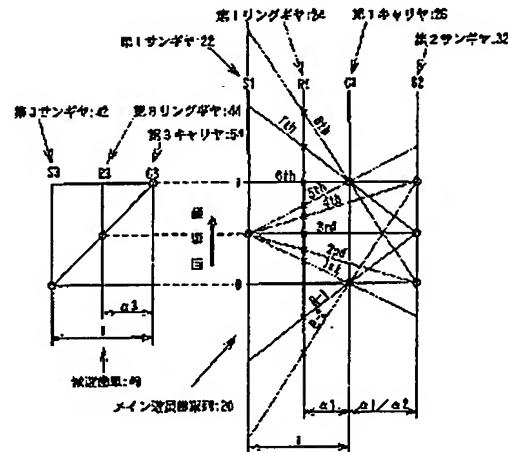
[图17]



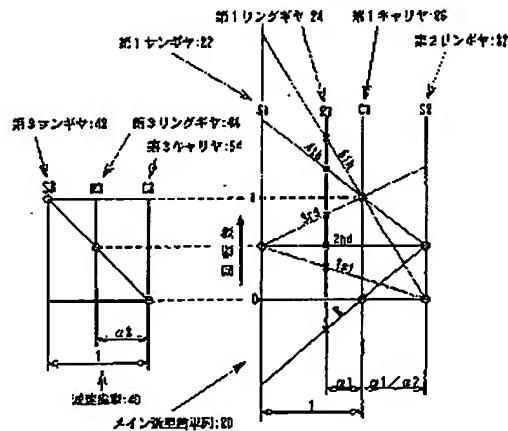
[图19]



[圖 18]



[図20]



JAPANESE [JP,2002-323098,A]

CLAIMS DETAILED DESCRIPTION TECHNICAL FIELD PRIOR ART EFFECT OF THE
INVENTION TECHNICAL PROBLEM MEANS OPERATION DESCRIPTION OF DRAWINGS
DRAWINGS

[Translation done.]

*** NOTICES ***

JPO and INPIT are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

CLAIMS

[Claim(s)]

[Claim 1] It is prepared between an input shaft, an output shaft, and said input shaft and said output shaft, and has the Maine epicycloidal gear train equipped with two or more rotation members who change the engine speed of said input shaft into the engine speed of said output shaft. As said rotation member of this Maine epicycloidal gear train It has the 1st member, the 2nd member, the 3rd member, and the 4th member. While said input shaft and connection are possible for said 1st member in the 1st ** of advance at least and said input shaft and connection are possible for said 2nd member and said 3rd member respectively Said 2nd member is fixable to said case side for the highest gear ratio at least. Said 3rd member could be fixed to said case side at least at the time of go-astern, and said 4th member has connected with said output shaft. Said input shaft The multistage gear change epicycloidal gear train characterized by the ability to connect with said 2nd member and said 3rd member with a change gear ratio smaller than said 1st reduction gear ratio through the reduction gear of the 1st reduction gear ratio, respectively that it can connect with said 1st member and said 2nd member, respectively.

[Claim 2] The 3rd pinion A with which said reduction gear meshed with the 3rd sun gear, the 3rd flywheel starter gear, and these 3rd flywheel starter gear The 3rd pinion B which geared with this 3rd pinion A and said 3rd sun gear It has the 3rd carrier which supports this 3rd pinion B and said 3rd pinion A to revolve. Connection or connection is as possible for said input shaft as said 3rd carrier and said 3rd member respectively. It is the multistage gear change epicycloidal gear train according to claim 1 characterized by immobilization or immobilization in said case side being possible for said 3rd sun gear, and being able to connect said 3rd ring wheel with said 1st member and said 2nd member, respectively.

[Claim 3] It is prepared between an input shaft, an output shaft, and said input shaft and said output shaft, and has the Maine epicycloidal gear train equipped with two or more rotation members who change the engine speed of said input shaft into the engine speed of said output shaft. As said rotation member of this Maine epicycloidal gear train It has the 1st member, the 2nd member, the 3rd member, and the 4th member. While said input shaft and connection are possible for said 1st member in the 1st ** of advance at least and said input shaft and connection are possible for said 2nd member and said 3rd member respectively Said 2nd member is fixable to a case side for the highest gear ratio at least. Said 3rd member is fixable to said case side at least at the time of go-astern. Said 4th member has connected with said output shaft, and said input shaft can be connected with said 1st member and said 2nd member through the reduction gear of the 1st reduction gear ratio, respectively. And the multistage gear change epicycloidal gear train to which a means for said 2nd member and connection to be possible at least, and to fix said 3rd member to said case side with a change gear ratio smaller than said 1st reduction gear ratio is characterized by being mechanical fixed means, such as a dog clutch or the lock pole.

[Claim 4] The 3rd pinion A with which said reduction gear meshed with the 3rd sun gear, the 3rd flywheel starter gear, and these 3rd flywheel starter gear The 3rd pinion B which geared with this 3rd pinion A and said 3rd sun gear It has the 3rd carrier which supports this 3rd pinion B and said 3rd pinion A to revolve. One of said 3rd sun gear and said 3rd carrier and said input shaft are connected. The multistage gear change epicycloidal gear train according to claim 3 which enables the immobilization or

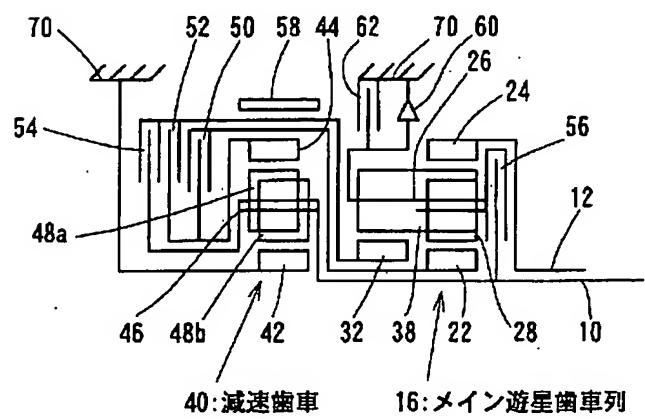
immobilization of another side of said 3rd sun gear and said 3rd carrier in said case side, and is characterized by constituting said 3rd ring wheel respectively possible [connection] with said 1st member and 2nd member.

[Claim 5] the 1st fixed means which fixes said 2nd member to said case side -- having -- this, while forming the 2nd fixed means which is fixable to said case side through the 1st one-way clutch in the 1st fixed means and juxtaposition Said 3rd sun gear or said 3rd carrier is fixed to said case through the 2nd one-way clutch (3rd fixed means). A multistage gear change epicycloidal gear train given in claims 3 and 4 characterized by forming the 4th fixed means which fixes said 3rd sun gear or said 3rd carrier to said case in this 2nd one-way clutch and juxtaposition.

[Claim 6] The multistage gear change epicycloidal gear train according to claim 5 characterized by constituting said 2nd fixed means and said 4th fixed means possible [conclusion] together.

[Claim 7] Said Maine epicycloidal gear train is a multistage gear change epicycloidal gear train according to claim 1 to 6 characterized by said crankshaft enabling connection to said 3rd member at least while an internal combustion engine's crankshaft can connect with said 1st member and said 2nd member of said Maine epicycloidal gear train through a liquid clutch, or a torque converter and said reduction gear, respectively.

[Translation done.]

Drawing selection Representative drawing 

[Translation done.]

*** NOTICES ***

JPO and INPIT are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]**[0001]**

[Field of the Invention] This invention relates to the multistage gear change epicycloidal gear train which is used for the automatic transmission for cars and which has the change gear ratio of five or more steps of advance.

[0002]

[Description of the Prior Art] Generally as a multistage gear change epicycloidal gear train which is known from the former and which has the change gear ratio of five or more steps of advance, the thing given in JP,5-40171,B which this invention person proposed, and the thing given in JP,4-219553,A are known.

[0003]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] If it was in the epicycloidal gear train given in above-mentioned JP,5-40171,B, although it had seven steps of advance, or eight steps of change gear ratios, there was a problem that the number of friction elements, such as a clutch and a brake, is required for the friction element of 7 thru/or eight pieces, and many in order to obtain these change gear ratios, consequently a manufacturing cost and weight became excessive.

[0004] Moreover, since they produce the drag torque (drag resistance) when there is a revolution difference, even if friction elements, such as a clutch and a brake, are in the condition do not conclude, they worsen a power transmission efficiency while the number of the friction elements in the condition at the time of transit do not conclude will also increase and generation of heat of the whole change gear will increase especially at the time of high-speed transit, if there are many friction elements, and also have the problem spoil the goodness of special multistage gear change by the fuel-consumption engine performance.

[0005] On the other hand, although the change gear ratio of six steps of advance has been obtained using few gearings and friction elements if it is in an epicycloidal gear train given in JP,4-219553,A If it is going to enlarge the change gear ratio of the 1st ** of advance so that it can apply to the truck where weight is big Between the change gear ratio of the 3rd ** and the change gear ratios of the 4th ** and between the change gear ratio of the 4th ** and the change gear ratios of the 5th ** separate too much, and there is a problem that the change gear ratio of a gear ratio with high operating frequency tends to become setting out unsuitable on the transit conditions of a car.

[0006] Moreover, like drawing 3 of this official report, when constituted only from an epicyclic gear, there was a problem that it was difficult for the impossible etc. to choose a suitable change gear ratio according to transit conditions, and for it to receive fuel consumption that a change gear ratio obtains that direct connection of 1 does not exist and the number of speeds in which six steps are exceeded.

[0007] This invention aims at obtaining the multistage gear change epicycloidal gear train which made it possible to be made in view of such a conventional trouble, and to choose and run a fine change gear ratio according to transit conditions while using as a change gear with a high power transmission efficiency the gear train which has the change gear ratio of five or more steps of advance, the gear train

which has the change gear ratio of six or more steps of advance including direct connection, though it is few gearings and a friction element.

[0008]

[Means for Solving the Problem] If it is in the multistage gear change epicycloidal gear train of this invention indicated to claim 1 in order to attain the above-mentioned object It is prepared between an input shaft, an output shaft, and an input shaft and an output shaft, and has the Maine epicycloidal gear train equipped with two or more rotation members who change the engine speed of an input shaft into the engine speed of an output shaft. As a rotation member of this Maine epicycloidal gear train It has the 1st member, the 2nd member, the 3rd member, and the 4th member. While an input shaft and connection are possible for the 1st member in the 1st ** of advance at least and an input shaft and connection are possible for the 2nd member and the 3rd member respectively The 2nd member is fixable to a case side for the highest gear ratio at least. The 3rd member could be fixed to the case side at least at the time of go-astern, and the 4th member has connected with the output shaft. An input shaft It is characterized by the ability to connect with the 2nd member and the 3rd member with a change gear ratio smaller than the 1st reduction gear ratio through the reduction gear of the 1st reduction gear ratio, respectively that it can connect with the 1st member and the 2nd member, respectively.

[0009] If it is in the multistage gear change epicycloidal gear train of this invention indicated to claim 2 in order to attain the above-mentioned object The 3rd pinion A with which the reduction gear meshed with the 3rd sun gear, the 3rd flywheel starter gear, and these 3rd flywheel starter gear The 3rd pinion B which geared with this 3rd pinion A and the 3rd sun gear It has the 3rd carrier which supports this 3rd pinion B and the 3rd pinion A to revolve. Connection or connection is as possible for an input shaft as the 3rd carrier and the 3rd member respectively, immobilization or immobilization in a case side is possible for the 3rd sun gear, and the 3rd ring wheel is characterized by the ability to connect with the 1st member and the 2nd member, respectively.

[0010] If it is in the multistage gear change epicycloidal gear train of this invention indicated to claim 3 in order to attain the above-mentioned object It is prepared between an input shaft, an output shaft, and an input shaft and an output shaft, and has the Maine epicycloidal gear train equipped with two or more rotation members who change the engine speed of an input shaft into the engine speed of an output shaft. As a rotation member of this Maine epicycloidal gear train It has the 1st member, the 2nd member, the 3rd member, and the 4th member. While an input shaft and connection are possible for the 1st member in the 1st ** of advance at least and an input shaft and connection are possible for the 2nd member and the 3rd member respectively The 2nd member is fixable to a case side for the highest gear ratio at least. Could fix the 3rd member to the case side at least at the time of go-astern, and the 4th member has connected with the output shaft. An input shaft can be connected with the 1st member and the 2nd member through the reduction gear of the 1st reduction gear ratio, respectively. And with a change gear ratio smaller than the 1st reduction gear ratio, the 2nd member and connection are possible at least, and a means to fix the 3rd member to a case side is characterized by being mechanical fixed means, such as a dog clutch or the lock pole.

[0011] If it is in the multistage gear change epicycloidal gear train of this invention indicated to claim 4 in order to attain the above-mentioned object The 3rd pinion A with which the reduction gear meshed with the 3rd sun gear, the 3rd flywheel starter gear, and these 3rd flywheel starter gear The 3rd pinion B which geared with this 3rd pinion A and the 3rd sun gear It has the 3rd carrier which supports this 3rd pinion B and the 3rd pinion A to revolve. One of the 3rd sun gear and the 3rd carrier and an input shaft are connected, the immobilization or immobilization of another side of the 3rd sun gear and the 3rd carrier in a case side is enabled, and it is characterized by constituting the 3rd ring wheel respectively possible [connection] with the 1st member and the 2nd member.

[0012] If it is in the multistage gear change epicycloidal gear train of this invention indicated to claim 5 in order to attain the above-mentioned object the constant means of the 1st ** which fixes the 2nd member to a case side -- having -- this, while forming the 2nd fixed means which is fixable to a case side through the 1st one-way clutch in the 1st fixed means and juxtaposition It is characterized by establishing the 4th fixed means which fixes the 3rd sun gear or the 3rd carrier to a case through the 2nd

one-way clutch (3rd fixed means), and fixes the 3rd sun gear or the 3rd carrier to a case at this 2nd one-way clutch and juxtaposition.

[0013] If it is in the multistage gear change epicycloidal gear train of this invention indicated to claim 6 in order to attain the above-mentioned object, it is characterized by constituting the 2nd fixed means and the 4th fixed means possible [conclusion] together.

[0014] If it is in the multistage gear change epicycloidal gear train of this invention indicated to claim 7 in order to attain the above-mentioned object, the Maine epicycloidal gear train is characterized by a crankshaft enabling connection to the 3rd member at least while an internal combustion engine's crankshaft can connect with the 1st member of the Maine epicycloidal gear train, and the 2nd member through a liquid clutch, or a torque converter and a reduction gear, respectively.

[0015]

[Function] If it is in the multistage gear change epicycloidal gear train of this invention indicated to claim 1 It is prepared between an input shaft, an output shaft, and an input shaft and an output shaft, and has the Maine epicycloidal gear train equipped with two or more rotation members who change the engine speed of an input shaft into the engine speed of an output shaft. As a rotation member of this Maine epicycloidal gear train It has the 1st member, the 2nd member, the 3rd member, and the 4th member. While an input shaft and connection are possible for the 1st member in the 1st ** of advance at least and an input shaft and connection are possible for the 2nd member and the 3rd member respectively The 2nd member is fixable to a case side for the highest gear ratio at least. The 3rd member could be fixed to the case side at least at the time of go-astern, and the 4th member has connected with the output shaft. An input shaft It writes that connection is possible respectively with the 2nd member and the 3rd member with a change gear ratio smaller than the 1st reduction gear ratio through the reduction gear of the 1st reduction gear ratio that it can connect with the 1st member and the 2nd member, respectively. Gear change of seven steps of advance or two steps of eight-step go-astern is performed in the connection relation between the 1st thru/or the 3rd member, and an input shaft, and the combination of the control which fixes the 2nd member and the 3rd member to a case.

[0016] If it is in the multistage gear change epicycloidal gear train of this invention indicated to claim 2 The 3rd pinion A with which the reduction gear meshed with the 3rd sun gear, the 3rd flywheel starter gear, and these 3rd flywheel starter gear The 3rd pinion B which geared with this 3rd pinion A and the 3rd sun gear It has the 3rd carrier which supports this 3rd pinion B and the 3rd pinion A to revolve. Connection or connection is as possible for an input shaft as the 3rd carrier and the 3rd member respectively, immobilization or immobilization in a case side is possible for the 3rd sun gear, and the 3rd ring wheel writes that connection is possible respectively with the 1st member and the 2nd member. Gear change of seven steps of advance or two steps of eight-step go-astern is performed in the combination of the control which fixes to a case the 1st thru/or the connection relation between the 3rd member and an input shaft, and the 2nd member and the 3rd member of the Maine epicycloidal gear train connected with these.

[0017] If it is in the multistage gear change epicycloidal gear train of this invention indicated to claim 3 It is prepared between an input shaft, an output shaft, and an input shaft and an output shaft, and has the Maine epicycloidal gear train equipped with two or more rotation members who change the engine speed of an input shaft into the engine speed of an output shaft. As a rotation member of this Maine epicycloidal gear train It has the 1st member, the 2nd member, the 3rd member, and the 4th member. While an input shaft and connection are possible for the 1st member in the 1st ** of advance at least and an input shaft and connection are possible for the 2nd member and the 3rd member respectively The 2nd member is fixable to a case side for the highest gear ratio at least. Could fix the 3rd member to the case side at least at the time of go-astern, and the 4th member has connected with the output shaft. An input shaft can be connected with the 1st member and the 2nd member through the reduction gear of the 1st reduction gear ratio, respectively. And with a change gear ratio smaller than the 1st reduction gear ratio, the 2nd member and connection are possible at least, and a means to fix to a case side writes the 3rd member as mechanical fixed means, such as a dog clutch or the lock pole. At the time of go-astern, a dog clutch or the lock pole fixes the 3rd member to a case, and inversion actuation is performed.

[0018] If it is in the multistage gear change epicycloidal gear train of this invention indicated to claim 4 The 3rd pinion A with which the reduction gear meshed with the 3rd sun gear, the 3rd flywheel starter gear, and these 3rd flywheel starter gear The 3rd pinion B which geared with this 3rd pinion A and the 3rd sun gear It has the 3rd carrier which supports this 3rd pinion B and the 3rd pinion A to revolve. Connect one of the 3rd sun gear and the 3rd carrier, and an input shaft, and immobilization or immobilization of another side of the 3rd sun gear and the 3rd carrier is enabled at a case side. Since the 3rd ring wheel was constituted respectively possible [connection] with the 1st member and the 2nd member, slowdown actuation of the 3rd ring wheel which connected with the 1st member and the 2nd member in any case is carried out, and multistage gear change is performed.

[0019] If it is in the multistage gear change epicycloidal gear train of this invention indicated to claim 5 While having the 1st fixed means which fixes the 2nd member to a case side and forming the 2nd fixed means which is fixable to a case side through the 1st one-way clutch in the fixed means of this **, and juxtaposition The 3rd sun gear or the 3rd carrier is fixed to a case through the 2nd one-way clutch (3rd fixed means). since the 4th fixed means which fixes the 3rd sun gear or the 3rd carrier to a case was formed in this 2nd one-way clutch and juxtaposition -- the 1st fixed means -- or The 2nd fixed means fixes the 2nd member through the 1st one-way clutch, the 2nd one-way clutch or the 4th fixed means fixes the 3rd sun gear or the 3rd carrier, and multistage gear change is performed.

[0020] If it was in the multistage gear change epicycloidal gear train of this invention indicated to claim 6, since the 2nd fixed means and the 4th fixed means were constituted possible [conclusion] together, by concluding both simultaneously, the 2nd sun gear is fixed through the 1st one-way clutch, the 3rd sun gear or the 3rd carrier is fixed, and multistage gear change is performed.

[0021] If it is in the multistage gear change epicycloidal gear train of this invention indicated to claim 7 While an internal combustion engine's crankshaft can connect the Maine epicycloidal gear train with the 1st member of the Maine epicycloidal gear train, and the 2nd member through a liquid clutch, or a torque converter and a reduction gear, respectively A crankshaft writes that connection to the 3rd member is possible at least. The connection relation of these 1st and 2nd members and input shafts, Gear change of seven steps of advance or two steps of eight-step go-astern is performed in the combination of the control which fixes connection, and 2nd member and 3rd member of a crankshaft and the 3rd member to a case.

[0022]

[Embodiment of the Invention] Hereafter, the embodiment of the multistage gear change epicycloidal gear train of this invention is explained based on drawing. Drawing 1 is skeleton drawing showing the multistage gear change epicycloidal gear train of this invention. An input shaft 10 and an output shaft 12 are the same axial centers, and drawing has drawn **** [axial center] one half. The Maine epicycloidal gear train 16 is arranged on the same axial center as an input shaft 10.

[0023] The Maine epicycloidal gear train 16 is an epicycloidal gear train which is generally called a RABINIYO mold and which combined the single pinion epicyclic gear and the double pinion epicyclic gear. The 1st sun gear 22, The 2nd sun gear 32, the 1st flywheel starter gear 24, and the 1st carrier 26, It consists of a long pinion 38 which is supported to revolve by this 1st carrier 26 and gears with the 1st flywheel starter gear 22 and the 2nd sun gear 32, and a short pinion 28 which is similarly supported to revolve by the 1st carrier 26 and gears with the long pinion 38 and the 1st sun gear 22.

[0024] The reduction gear 40 is formed on the same shaft as an input shaft 10. A reduction gear 40 is a double pinion epicyclic gear of a single row, and consists of 4th pinion 48b which is supported to revolve by the 3rd carrier 46 as well as the 3rd sun gear 42, the 3rd flywheel starter gear 44, and 3rd pinion 48a that is supported to revolve by the 3rd carrier 46 and this 3rd carrier 46, and gears with the 3rd flywheel starter gear 44, and gears with 3rd pinion 48b and the 3rd sun gear 42.

[0025] The 3rd ring wheel 44 can be connected with the 2nd sun gear 32 through the 1st sun gear 22 and the 2nd clutch 52 through the 1st clutch 50, respectively. An input shaft 10 can be connected with the 1st carrier 26 through the 2nd sun gear 32 and the 4th clutch 56 through the 3rd clutch 54, respectively while it is always connected with the 3rd carrier 46.

[0026] The 2nd sun gear 32 is fixable to a case 70 (quiescence section) through the 1st brake 58, and the

1st carrier 26 can also fix the hand of cut of another side to a case 70 by the 2nd brake 62 while only one hand of cut is always fixed to a case 70 through an one-way clutch (OC) 60. Furthermore, the 3rd sun gear 42 is always fixed to a case 70, and the 1st flywheel starter gear 24 are connected with the firm output shaft 12.

[0027] Therefore, since the 3rd carrier 46 is always connected with an input shaft 10 and the 3rd sun gear 42 is always being fixed to the case 70, The 3rd flywheel starter gear 46 will become $1/(1-\alpha_3)$, if slowdown actuation is always carried out from an input shaft 10 and the ratio [as opposed to the 1st reduction gear ratio, a call, and the number of teeth of the 3rd flywheel starter gear 46 for the reduction gear ratio (rotational frequency of the rotational frequency / the 3rd flywheel starter gear 46 of an input shaft 10)] of the number of teeth of the 3rd sun gear 42 is set to α_3 . Thus, the 1st sun gear 22 which is driven with the 1st reduction gear ratio and in which the 3rd ring wheel 46 and connection are possible constitutes the 1st member.

[0028] Moreover, in the highest stage (the 8th ** of advance), the 2nd sun gear 32 which is fixable to a case 70 constitutes the 2nd member so that connection may be selectively [as the 3rd flywheel starter gear 46 and an input shaft 10] possible and it may mention later. Under the present circumstances, when the 2nd member (the 2nd sun gear 32) connects with an input shaft 10, since it is directly linked with an input shaft 10, it will be connected with a change gear ratio smaller than the 1st above-mentioned reduction gear ratio.

[0029] The 1st carrier 26 at least which is fixable to a case 70 constitutes the 3rd member at the time of go-astern so that similarly an input shaft 10 and connection may be possible and it may mention later with a change gear ratio (direct connection) smaller than said 1st reduction gear ratio. Moreover, the 1st ring wheel 24 always connected with the output shaft 12 constitutes the 4th member.

[0030] Next, it explains, referring to the nomograph having shown the actuation of a multistage gear change epicycloidal gear train shown in drawing 1 in the actuation table shown in drawing 2 , and drawing 18 . In addition, in the actuation table of drawing 2 , conclusion elements, such as a clutch, and a brake, an one-way clutch, are assigned to the lateral column, and each gear ratio of the 1st ** (1st) of advance thru/or the 8th ** (8th) and the 1st ** (R-1) of go-astern, and the 2nd ** (R-2) is assigned to the column of a lengthwise direction. Although L-1 is the 1st ** of advance, the mode which can also be driven from an output-shaft 12 side like [at the time of engine brake] is expressed. O mark expresses conclusion of each conclusion element among a table, and a blank expresses release of each conclusion element.

[0031] The nomograph shown in drawing 18 expresses the engine speed of each rotation member when a lengthwise direction sets the engine speed of an input shaft 10 to 1, and a longitudinal direction assigns each rotation member to spacing according to the gear ratio of each above-mentioned epicyclic gear, and has drawn the vertical line. An intersection with the slash and horizontal line in each revolution member's vertical line expresses each revolution member's rotational frequency. Moreover, it expresses that the horizontal line of a broken line is the same rotational frequency. In order to make it intelligible, the intersection in the vertical line of the 4th member's 1st ring wheel 24 connected with the output shaft 12 was expressed as x mark, and other key members' connection and the fixed point were expressed with O.

[0032] Moreover, although α_3 used for count of a change gear ratio by the following explanation mentioned above, α_1 is the ratio of the number of teeth of the 1st sun gear 22 to the number of teeth of the 1st flywheel starter gear 24, and α_2 is the ratio of the number of teeth of the 2nd sun gear 32 to the number of teeth of the 1st flywheel starter gear 24. In the following explanation, a gear ratio α_1 is illustrated about the change gear ratio at the time of setting 0.45 and α_2 to 0.5, and setting α_3 to 0.5. The nomograph shown in drawing 18 is also drawn based on this gear ratio. Furthermore, in the following explanation, a clutch and a brake are called friction element, and these, an one-way clutch, etc. are named generically and it is called a conclusion element.

[0033] Introduction and the 1st ** of advance obtain a change gear ratio by connecting the 3rd ring wheel 44 and the 1st sun gear 22 which is the 1st member by conclusion of the 1st clutch 50. At this time, the 3rd member's 1st carrier 26 is automatically fixed to a case 70 by conclusion of an one-way

clutch 60, when driving from an input-shaft 10 side. Since the 3rd flywheel starter gear 44 are always driven with the reduction gear ratio of $1/(1-\alpha_3)$ with the reduction gear 40 as mentioned above, if an operation of the Maine epicycloidal gear train 16 is also included, the change gear ratio (rotational frequency of the rotational frequency / output shaft 12 of an input shaft 10) of the 1st ** of advance will be set to $1/\alpha_1 (1-\alpha_3)$.

[0034] That the 1st carrier 26 is fixed to a case 70 with an one-way clutch 60 can obtain the above-mentioned change gear ratio, also in case it drives from an output-shaft 12 side, when driving from an input-shaft 10 side (i.e., when accelerating an automobile, and the above-mentioned change gear ratio was obtained and it fixes to a case 70 by the 2nd brake 62).

[0035] When the nomograph of drawing 18 explains this, a reduction gear 40 Since the 3rd sun gear 42 is being fixed to the case 70, using this rotational frequency as 1 since the 3rd carrier 54 is connected with the input shaft 10 The intersection of an epilogue, this, and the vertical line of the 3rd carrier 44 becomes the rotational frequency of the 3rd carrier 44 with a slash about both, using this rotational frequency as 0, and the 1st member's 1st sun gear 22 is driven at the same rotational frequency.

[0036] On the other hand, since the 3rd member's 1st carrier 26 was fixed to a case 70 and a rotational frequency was set to 0, the slash expressed with 1st connected this and the rotational frequency of the 1st sun gear 22. The intersection of this slash and the vertical line of the 1st flywheel starter gear 24 which are the 4th member is the rotational frequency of the output shaft 12 expressed with x mark. When it considers as the above-mentioned gear ratio, the change gear ratio of the 1st ** of advance is set to 4.444.

[0037] Next, in addition to conclusion of the 1st clutch 50 in the 1st ** of advance, gear change to the 2nd ** of advance is performed by concluding the 1st brake 58. Namely, if it is by the 1st ** of advance while accelerating an automobile, the 1st carrier 26 is being fixed to the case 70 with the one-way clutch 60 as mentioned above, but if the 2nd member's 2nd sun gear 22 is fixed to a case 70 by the 1st brake 58, as for an one-way clutch 60, immobilization of the 1st carrier 26 will be canceled automatically. Therefore, the 1st member's 1st sun gear 22 drives with the 1st reduction gear ratio, and the 2nd member's 2nd sun gear 32 is fixed to a case 70. This changes, as the nomograph of drawing 18 is shown in the slash of 2nd(s), and the change gear ratio becomes $(\alpha_1 + \alpha_2) / \{\alpha_1 (1 + \alpha_2)\} (1 - \alpha_3)$. When it considers as the above-mentioned gear ratio, the change gear ratio of the 2nd ** of advance is set to 2.815.

[0038] Next, the gear change to the 3rd ** of advance is in addition to conclusion of the 1st clutch 50 which continues from the 1st ** of advance, releasing the 1st brake 58 and concluding the 2nd clutch 52, and is performed by connecting the 2nd member's 2nd sun gear 32 with the 3rd flywheel starter gear 44. Thereby, as the horizontal line of 3rd(s) in the nomograph of drawing 18 shows, the Maine epicycloidal gear train 16 is united, and the whole change gear ratio becomes the same as $1/(1-\alpha_3)$ of the reduction gear ratio of a reduction gear 40. When it considers as the above-mentioned gear ratio, the change gear ratio of the 3rd ** of advance is set to 2.000.

[0039] Next, the gear change to the 4th ** of advance is in addition to conclusion of the 1st clutch 50 which continues from the 1st ** of advance, releasing the 2nd clutch 52 and concluding the 3rd clutch 54, and is performed by connecting the 2nd member's 2nd sun gear 32 with an input shaft 10. Thereby, the slash of 4th(s) in the nomograph of drawing 18 comes to show, and a change gear ratio becomes $(\alpha_1 + \alpha_2) / \{\alpha_2 (1 - \alpha_1), \alpha_3 + \alpha_1 (1 - \alpha_3)\}$. When it considers as the above-mentioned gear ratio, the change gear ratio of the 4th ** of advance is set to 1.551.

[0040] Next, the gear change to the 5th ** of advance is in addition to conclusion of the 1st clutch 50 which continues from the 1st ** of advance, releasing the 3rd clutch 54 and concluding the 4th clutch 56, and is performed by connecting the 3rd member's 1st carrier 26 with an input shaft 10. Thereby, the slash of 5th(s) in the nomograph of drawing 18 comes to show, and a change gear ratio becomes $1/(1 - \alpha_1, \alpha_3)$. When it considers as the above-mentioned gear ratio, the change gear ratio of the 5th ** of advance is set to 1.290.

[0041] Next, the gear change to the 6th ** of advance is in addition to conclusion of the 4th clutch 56 of the 5th ** of advance, releasing the 1st clutch 50 and concluding the 3rd clutch 54 again, and is

performed by connecting the 2nd member's 2nd sun gear 32 with an input shaft 10. As the horizontal line of 6th(s) in the nomograph of drawing 18 shows, while the Maine epicycloidal gear train 16 is united by this, it will connect with an input shaft 10, and a change gear ratio is not concerned with the above-mentioned gear ratio, but becomes direct connection of 1.000.

[0042] next, the gear change to the 7th ** of advance -- advance 5th -- prompt -- ** -- conclusion of the 4th clutch 56 -- in addition, it is releasing the 3rd clutch 54 and concluding the 2nd clutch 52 again, and is carried out by connecting the 2nd member's 2nd sun gear 32 with the 3rd flywheel starter gear 44. Thereby, the slash of 7th(s) in the nomograph of drawing 18 comes to show, and a change gear ratio becomes $1/(1+\alpha_2, \alpha_3)$. When it considers as the above-mentioned gear ratio, the change gear ratio of the 7th ** of advance turns into a speed increasing ratio of 0.800.

[0043] next, the gear change to the 8th ** of advance -- advance 5th -- prompt -- ** -- conclusion of the 4th clutch 56 -- in addition, it is releasing the 2nd clutch 52 and concluding the 1st brake 58 again, and is carried out by fixing the 2nd member's 2nd sun gear 32 to a case 70. Thereby, the slash of 8th(s) in the nomograph of drawing 18 comes to show, and a change gear ratio becomes $1/(1+\alpha_2)$. When it considers as the above-mentioned gear ratio, the change gear ratio of the 8th ** of advance turns into a speed increasing ratio of 0.667.

[0044] Then, the case of go-astern is explained. The 1st junior ** is performed by immobilization in the case 70 of the 1st carrier 26 of the 3rd member by connection to the 3rd ring wheel 44 by conclusion of the 2nd clutch 52, and the 2nd member's 2nd sun gear 22, and conclusion of the 2nd brake 62, as shown in the train of R-1 in the actuation table of drawing 2. The 2nd member's 2nd sun gear 22 drives with the 1st reduction gear ratio, by this, since the 1st carrier 26 is fixed to a case 70, inversion actuation is carried out, and as shown in the slash of R-1 in the nomograph of drawing 18, a change gear ratio is set to $-1/\alpha_2 (1-\alpha_3)$. When it considers as the above-mentioned gear ratio, the change gear ratio of the 1st ** of go-astern is set to -4.000.

[0045] Next, the gear change to the 2nd ** of go-astern is in addition to conclusion of the 2nd brake 62 in the 1st ** of go-astern, releasing the 2nd clutch 52 and concluding the 3rd clutch 54, and is performed by connecting the 2nd member's 2nd sun gear 32 with an input shaft 10. Thereby, the 2nd member's 2nd sun gear 22 is directly linked with an input 10, and as shown in the slash of R-2 in the nomograph of drawing 18, a change gear ratio is set to $-1/\alpha_2$. When it considers as the above-mentioned gear ratio, the change gear ratio of the 2nd ** of go-astern is set to -2.000.

[0046] In order to obtain the change gear ratio in each gear ratio so that it may understand by the above explanation, two pieces can perform gear change for the gear ratio which conclusion elements, such as a clutch, and a brake, an one-way clutch, are always concluded, and adjoined each other only by changing element of one of the two of said two pieces.

[0047] moreover, although detailed explanation is omitted, the actuation table of drawing 2 also shows -- as -- the [advance] -- one-step jump gear change of the 1 prompt 3rd ** etc. -- also setting -- the same -- said two conclusion elements -- it can carry out only by changing inner element of one of the two. Thus, it becomes advantageous [in respect of the ease of carrying out of control] as an epicycloidal gear train of an automatic transmission that it can change gears by the change of only one conclusion element. the above-mentioned explanation -- the [advance] -- although it went focusing on the so-called up shifting like gear change to the 1 prompt 2nd ** -- the [advance] -- also in down shifting like gear change to the 3 prompt 2nd **, it is the same.

[0048] Moreover, the change gear ratio of eight steps of advance and two steps of go-astern is obtained by at least six pieces, and friction elements, such as a clutch and a brake, can consist of comparatively few friction elements of a number of speeds. There will also be little drag resistance which this means that there are few friction elements of not operating [which about / becoming reduction of a manufacturing cost, weight, and a necessary tooth space / and an automobile is running], and these produce. Therefore, it leads to there being little generation of heat by the loss of drag resistance etc., and a power transmission efficiency being high.

[0049] The automobile which makes an internal combustion engine the source of power had theoretically the inclination for the direction whose change gear ratio is multistage to result in the

number of friction elements increasing, and a power transmission efficiency falling if it is generally made multistage, and spoiling the goodness of multistage-izing in respect of fuel consumption although the acceleration engine performance and fuel consumption become good. According to this invention, fuel consumption can be improved with the acceleration engine performance by controlling to choose a suitable gear ratio according to the transit conditions which the change gear ratio of eight steps of advance is obtained, and change variously by at least six friction elements as mentioned above.

[0050] Although the change gear ratio by the above-mentioned gear ratio is an example suitable for commercial vehicles, such as a truck, it cannot be overemphasized that the gear ratio of alpha1, alpha2, and alpha3 can be made into eight steps of change gear ratios suitable for a passenger car by setting up appropriately. Moreover, since direct connection of 1 exists [a change gear ratio] like the 6th ** of advance together with there being few friction elements, that efficient actuation for which it does not depend on a gearing for a gear ratio with high operating frequency can be performed also contributes to improvement in fuel consumption.

[0051] Furthermore, according to the embodiment of this invention shown in drawing 1, since the Maine epicycloidal gear train 16, a reduction gear 40, and each conclusion element are on the same axial center as an input shaft 10 and an output shaft 12, they can constitute the whole in a compact. This is because the RABINIYO mold epicycloidal gear train was used for the Maine epicycloidal gear train 16, it used the single row double pinion epicyclic gear for the reduction gear 40, respectively and these were combined. Although the input shaft 10 and the output shaft 12 were drawn by a diagram so that the same right-hand side might be turned to, it cannot be overemphasized that an input shaft 10 can be turned and taken out to left-hand side.

[0052] As mentioned above, among the 1st thru/or the 3rd member of the Maine epicycloidal gear train 16, the 1st member (the 1st sun gear 22) and the 2nd member (the 2nd sun gear 32), and connection are possible for an input shaft 10 through the reduction gear of the 1st reduction gear ratio, and the 2nd member (the 2nd sun gear 32) and the 3rd member (the 1st carrier 26), and connection are possible for an input shaft 10 again with a change gear ratio (the above-mentioned example change gear ratio 1) smaller than the 1st reduction gear ratio.

[0053] That is, that an input shaft 10 and connection with two kinds of change gear ratios are possible is the description it is featureless to the former, and, thereby, the 2nd member (the 2nd sun gear 32) can get the change gear ratio of two steps of 8 steps of advance go-astern by few friction elements. Even if the connection relation of this each 1st thru/or 3rd member and input shaft 10 is in other embodiments to drawing 9 shown below, it is the description which is fundamentally common.

[0054] Next, the skeleton of the 2nd embodiment in the multistage gear change epicycloidal gear train of this invention is shown in drawing 3. Drawing shown below assigns the same number fundamentally to the component part of the same function as the embodiment of drawing 1, and is drawn on it. Here, it explains focusing on a different part from the embodiment shown in drawing 1, and explanation of the same part is omitted substantially. While the embodiment of drawing 3 uses an engine 14 as a prime mover and driving an input shaft 10 through a torque converter 72, the points whose connection of the 3rd member's 1st carrier 26 and the crankshaft 74 of an engine 14 the 4th clutch 56 is enabling differ. A torque converter 72 has the one-way clutch 82 for fixing a pump 76, a turbine 78, a stator 80, and a stator 80 to a case 70.

[0055] Actuation of each conclusion element is the same as the actuation table shown in drawing 2. Therefore, although it is the actuation same about the 1st ** of advance thru/or the 4th **, and the go-astern to which conclusion of the 4th clutch 56 is not related as the embodiment shown in drawing 1, the power of an engine 14 is transmitted through a torque converter 72, and becomes a fluid drive.

[0056] However, in the 5th ** of advance, since the 1st member's 1st sun gear 22 drives through a torque converter 72 and a reduction gear 40, and the 1st clutch 50 from a crankshaft 74 and a crankshaft 74 drives the 3rd member's 1st carrier 26 directly through the 4th clutch 56, between a crankshaft 74 and an output shaft 12, it becomes mixture of a fluid drive and mechanical actuation, and the so-called power split type of actuation. Consequently, it becomes possible to absorb transfer of the oscillation generated in actuation only by mechanical connection etc. with a torque converter, reducing slipping in

the torque convert 72 and raising fuel consumption.

[0057] Similarly, in the 6th ** of advance, since the 2nd member's 2nd sun gear 32 is connected through a torque converter 72 and the 3rd clutch 54 from a crankshaft 74, it becomes mixture of a fluid drive and mechanical actuation. Furthermore, also in the 7th ** of advance, since the 2nd member's 2nd sun gear 32 is connected through a torque converter 72 and a reduction gear 40, and the 2nd clutch 52 from a crankshaft 74, it becomes mixture of a fluid drive and mechanical actuation. In the 8th ** of advance, all power drives mechanically through the 4th clutch 56 from a crankshaft 74.

[0058] Usually, if the example which prepares the direct connection clutch called a lock-up clutch so that it may not be made a fluid drive other than the time of low-speed transit in the interior of a torque converter, and connects a turbine with a crankshaft mechanically is common if it is in the automatic transmission which uses a torque converter, and it is in the embodiment of drawing 3, it can be said that the lock-up clutch is making the 4th clutch 56 serve a double purpose.

[0059] For this reason, while one friction element which is around the gear train becomes less than a total of five pieces and the embodiment of drawing 1 and aiming at reduction of a manufacturing cost, weight, and a necessary tooth space, much more reduction of drag resistance is attained and can improve fuel consumption. Moreover, although drawing 3 expressed the embodiment using a torque converter 72, it is also possible to use a liquid clutch (Froude coupling) instead of a torque converter 72.

[0060] Furthermore, like the embodiment shown in drawing 1, since the Maine epicycloidal gear train 16, a reduction gear 40, and each conclusion element are on the same axial center as an input shaft 10 and an output shaft 12, they can constitute the whole in a compact.

[0061] Although the above configuration differs from drawing 1 in part, if an input shaft 10 and a crankshaft 74 are considered to be the same ranks, the connection relation between the 1st member thru/or the 3rd member, an input shaft 10, and a crankshaft 74 is fundamentally the same as the embodiment of drawing 1. Also in the embodiment shown in drawing 3, the epicycloidal gear train which has the gear ratio of two steps of 8 steps of advance go astern by few gearings and friction elements is obtained, and the same effectiveness as the embodiment shown in drawing 1 can be demonstrated.

[0062] Next, the skeleton of the 3rd embodiment in the multistage gear change epicycloidal gear train of this invention is shown in drawing 4. Here, it explains focusing on a different part from the embodiment shown in drawing 1, and explanation of the same part is omitted substantially. Like the embodiment shown in drawing 3, while a torque converter 72 is arranged between the crankshaft 74 of an engine 14, and an input shaft 10, the embodiment of drawing 4 The reduction gear 40 for an input shaft 10 and an output shaft 12 being arranged at parallel, and obtaining the 1st reduction gear ratio is the gearing pair of the 1st driver 90 and the 1st driven wheel 92. The gearing for obtaining a change gear ratio smaller than this is the gearing pair of the 2nd driver 94 and the 2nd driven wheel 96, and it differs from the embodiment of drawing 1 that the 2nd driver 94 is further connected with the crankshaft 74. In addition, the illustrated skeleton has drawn one half under surface than the axial center of an input shaft 10, and **** [axial center / of an output shaft 12] one half.

[0063] Moreover, the configurations of the Maine epicycloidal gear train 16 differ. That is, it consists of 2nd epicyclic gear groups 30 which consist of the 1st carrier 36 which supported to revolve the 2nd pinion 38 which gears with the 1st epicyclic gear group 20 which consists of the 1st carrier 26 which supported to revolve the 1st pinion 28 which gears with the 1st sun gear 22, the 1st flywheel starter gear 24, and these, the 2nd sun gear 32 and the 2nd flywheel starter gear 34, and these. The 1st member is the 1st ring wheel 24, and an input shaft 10 and connection are possible for him through the 1st clutch 50 and a reduction gear 40.

[0064] Here, between a reduction gear 40 and an input shaft 10, except the time of the so-called engine brake, the 2nd one-way clutch 64 which transmits torque, and the 5th clutch 66 are formed in the direction always driven from an input shaft 10 in parallel, and power is transmitted through the 2nd one-way clutch 64, and in case it is engine brake, power is transmitted with the 5th clutch 66.

[0065] The 1st sun gear 22 and the 2nd sun gear 32 are connected, and the 2nd member is constituted, and through the 2nd clutch 52 and a reduction gear 40, he is fixable to a case 70 with the 1st brake 58

while an input shaft 10 and connection are possible and a crankshaft 74 and connection are possible through the 3rd clutch 54, and the 2nd driver 94 and the 2nd driven wheel 96.

[0066] Through the 4th clutch 56, and the 2nd driver 94 and the 2nd driven wheel 96, it is fixable to a case 70 with an one-way clutch 60 and the 2nd brake 62 while a crankshaft 74 and connection are possible for the 2nd carrier 36 which constitutes the 3rd member. The 1st carrier 26 and the 2nd flywheel starter gear 34 connect, are constituted, and have connected the 4th member with the output shaft 12.

[0067] Although the above configuration differs from drawing 1, if an input shaft 10 and a crankshaft 74 are considered to be the same ranks, the connection relation between the 1st member thru/or the 3rd member, an input shaft 10, and a crankshaft 74 is fundamentally the same as the embodiment of drawing 1. It is the same as that of the embodiment which also showed actuation of a conclusion element fundamentally to drawing 1 and drawing 2. However, since the 5th clutch 66 does not conclude but power is transmitted only with the 2nd one-way clutch 64 if it is as mentioned above at the time of actuation of advance, it is good during advance transit, with the 1st clutch 50 concluded.

[0068] the [for this reason, / advance] -- in gear change to the 1 prompt 6th **, since the gear change shock of the slowdown direction is not produced in an automobile, it becomes easy to do gear change control according to an operation of the 2nd one-way clutch 64. Moreover, the 1st junior ** concludes the 5th clutch 66 regardless of a driving direction. Furthermore, although it is the same as that of the embodiment and basic target which showed drawing 3 that a fluid drive and mechanical actuation are intermingled of transfer of power, it differs a little that the 6th ** of advance and the 2nd ** of go-astern become mechanical actuation.

[0069] Since it inputs into the 1st flywheel starter gear 24 with a large diameter and the dedendum stress of the 1st flywheel starter gear 24 can be small managed with the embodiment shown in drawing 4 in the 1st ** of advance on which a big input torque acts especially, there is an advantage that a face width (shaft-orientations die length) can be designed small.

[0070] As mentioned above, although the embodiment and configuration of drawing 1 differ from each other, reduction of drag resistance is attained and can improve fuel consumption while the embodiment of this invention shown in drawing 4 can also obtain the change gear ratio of two steps of 8 steps of advance go-astern by few gearings and friction elements and they aim at reduction of a manufacturing cost, weight, and a necessary tooth space.

[0071] Next, the skeleton of the 4th embodiment in the multistage gear change epicycloidal gear train of this invention is shown in drawing 5. Here, it explains focusing on a different part from the embodiment shown in drawing 1, and explanation of the same part is omitted substantially. The Maine epicycloidal gear train 16 is the same RABINIYO mold epicycloidal gear train as the embodiment of drawing 1, the embodiment shown in drawing 5 is arranged at parallel like the embodiment which the input shaft 10, and the Maine epicycloidal gear train 16 and an output shaft showed to drawing 4, and between an input shaft 10 and the Maine epicycloidal gear trains 16 is connected with two pairs of gearings. Therefore, since the 2nd member's 2nd sun gear 22, and the 3rd member's 1st carrier 26 and input shaft 10 are connected through the gearing pair of the 2nd driver 94 for obtaining a change gear ratio smaller than the 1st reduction gear ratio, and the 2nd driven wheel 96, they do not become direct connection.

[0072] Actuation of each conclusion element is the same with having been shown in drawing 2, and it is the same as that of the embodiment of drawing 1 that the change gear ratio of two steps of 8 steps of advance go-astern can be obtained of it. Also in the embodiment of this invention shown in drawing 5, while it is possible to obtain the change gear ratio of two steps of 8 steps of advance go-astern by few gearings and friction elements and aiming at reduction of a manufacturing cost, weight, and a necessary tooth space, reduction of drag resistance is attained and can improve fuel consumption.

[0073] Next, the skeleton of the 5th embodiment in the multistage gear change epicycloidal gear train of this invention is shown in drawing 6. Here, it explains focusing on a different part from the embodiment shown in drawing 1, and explanation of the same part is omitted substantially. As for the embodiment shown in drawing 6, like that the Maine epicycloidal gear trains 16 differ and the embodiment of drawing 5, an input shaft 10, and the Maine epicycloidal gear train 16 and an output shaft are arranged

at parallel, and that between an input shaft 10 and the Maine epicycloidal gear trains 16 is connected with two pairs of gearings differ. That is, the Maine epicycloidal gear train 16 consists of 2nd epicyclic gear groups 30 which consist of the 1st carrier 36 which supported to revolve the 2nd pinion 38 which gears with the 1st epicyclic gear group 20 which consists of the 1st carrier 26 which supported to revolve the 1st pinion 28 which gears with the 1st sun gear 22, the 1st flywheel starter gear 24, and these, the 2nd sun gear 32 and the 2nd flywheel starter gear 34, and these.

[0074] The 1st member is the 1st sun gear 22, and an input shaft 10 and connection are possible for him through the 1st clutch 50 and a reduction gear 40. The 2nd member is the 2nd sun gear 32, and through the 2nd clutch 52 and a reduction gear 40, he is fixable to a case 70 with the 1st brake 58 while an input shaft 10 and connection are possible and an input shaft 10 and connection are possible through the 3rd clutch 54, and the 2nd driver 94 and the 2nd driven wheel 96.

[0075] The 2nd carrier 36 which constitutes the 3rd member is connected with the 1st ring wheel 24, and through the 4th clutch 56, and the 2nd driver 94 and the 2nd driven wheel 96, it is fixable to a case 70 with an one-way clutch 60 and the 2nd brake 62 while an input shaft 10 and connection are possible. The 1st carrier 26 and the 2nd flywheel starter gear 34 connect, are constituted, and have connected the 4th member with the output shaft 12.

[0076] Although the above configuration differs from drawing 1, the connection relation between the 1st member thru/or the 3rd member, and an input shaft 10 is the same as that of the embodiment and basic target of drawing 1 except for not being linked directly by connection to the 2nd member's 2nd sun gear 32 and the 3rd member's 2nd carrier 36, and an input shaft 10. Actuation of each conclusion element is the same with having been shown in drawing 2, and it is the same as that of the embodiment of drawing 1 that the change gear ratio of two steps of 8 steps of advance go-astern can be obtained of it.

[0077] Also in the embodiment of this invention shown in drawing 6, while it is possible to obtain the change gear ratio of two steps of 8 steps of advance go-astern by few gearings and friction elements and aiming at reduction of a manufacturing cost, weight, and a necessary tooth space, reduction of drag resistance is attained and can improve fuel consumption.

[0078] Next, the skeleton of the 6th embodiment in the multistage gear change epicycloidal gear train of this invention is shown in drawing 7. Here, it explains focusing on a different part from the embodiment shown in drawing 1, and explanation of the same part is omitted substantially. As for the embodiment shown in drawing 7, like that the Maine epicycloidal gear trains 16 differ and the embodiment of drawing 5, an input shaft 10, and the Maine epicycloidal gear train 16 and an output shaft are arranged at parallel, and that between an input shaft 10 and the Maine epicycloidal gear trains 16 is connected with two pairs of gearings differ.

[0079] That is, the Maine epicycloidal gear train 16 consists of 2nd epicyclic gear groups 30 which consist of the 1st carrier 36 which supported to revolve the 2nd pinion 38 which gears with the 1st epicyclic gear group 20 which consists of the 1st carrier 26 which supported to revolve the 1st pinion 28 which gears with the 1st sun gear 22, the 1st flywheel starter gear 24, and these, the 2nd sun gear 32 and the 2nd flywheel starter gear 34, and these.

[0080] The 1st sun gear 22 and the 2nd ring wheel connect, and are constituted, and an input shaft 10 and connection are possible for the 1st member through the 1st clutch 50 and a reduction gear 40. The 2nd member is the 2nd sun gear 32, and through the 2nd clutch 52 and a reduction gear 40, he is fixable to a case 70 with the 1st brake 58 while an input shaft 10 and connection are possible and an input shaft 10 and connection are possible through the 3rd clutch 54, and the 2nd driver 94 and the 2nd driven wheel 96.

[0081] Through the 4th clutch 56, and the 2nd driver 94 and the 2nd driven wheel 96, it is fixable to a case 70 with an one-way clutch 60 and the 2nd brake 62 while an input shaft 10 and connection are possible for the 1st ring wheel 24 which constitutes the 3rd member. The 1st carrier 26 and the 2nd carrier 36 connect, are constituted, and have connected the 4th member with the output shaft 12.

[0082] Although the above configuration differs from drawing 1, the connection relation between the 1st member thru/or the 3rd member, and an input shaft 10 is the same as that of the embodiment and

basic target of drawing 1 except for not being linked directly by connection to the 2nd member's 2nd sun gear 32, and the 3rd member's 1st flywheel starter gear 24 and an input shaft 10. Actuation of each conclusion element is the same with having been shown in drawing 2, and it is the same as that of the embodiment of drawing 1 that the change gear ratio of two steps of 8 steps of advance go-astern can be obtained of it.

[0083] Also in the embodiment of this invention shown in drawing 7, while it is possible to obtain the change gear ratio of two steps of 8 steps of advance go-astern by few gearings and friction elements and aiming at reduction of a manufacturing cost, weight, and a necessary tooth space, reduction of drag resistance is attained and can improve fuel consumption.

[0084] Next, the skeleton of the 7th embodiment in the multistage gear change epicycloidal gear train of this invention is shown in drawing 8. Here, it explains focusing on a different part from the embodiment shown in drawing 1, and explanation of the same part is omitted substantially. Like [the embodiment shown in drawing 8 / although the Maine epicycloidal gear train 16 consists of same RABINIYO mold epicycloidal gear trains as drawing 1] that connection relation differs and the embodiment of drawing 5, an input shaft 10, and the Maine epicycloidal gear train 16 and an output shaft are arranged at parallel, and that between an input shaft 10 and the Maine epicycloidal gear trains 16 is connected with two pairs of gearings differ.

[0085] That is, the Maine epicycloidal gear train 16 consists of the 1st sun gear 22, the 2nd sun gear 32, the 1st flywheel starter gear 24, the 1st carrier 26, a long pinion 38 that is supported to revolve by this 1st carrier 26 and gears with the 1st flywheel starter gear 22 and the 1st sun gear 22, and a short pinion 28 which is similarly supported to revolve by the 1st carrier 26 and gears with the long pinion 38 and the 2nd sun gear 32. .

[0086] The 1st member is the 1st sun gear 22, and an input shaft 10 and connection are possible for him through the 1st clutch 50 and a reduction gear 40. The 2nd member is the 2nd sun gear 32, and through the 2nd clutch 52 and a reduction gear 40, he is fixable to a case 70 with the 1st brake 58 while an input shaft 10 and connection are possible and an input shaft 10 and connection are possible through the 3rd clutch 54, and the 2nd driver 94 and the 2nd driven wheel 96.

[0087] Through the 4th clutch 56, and the 2nd driver 94 and the 2nd driven wheel 96, it is fixable to a case 70 with an one-way clutch 60 and the 2nd brake 62 while an input shaft 10 and connection are possible for the 1st ring wheel 24 which constitutes the 3rd member. The 4th member is the 1st carrier 26 and has connected with the output shaft 12.

[0088] Although the above configuration differs from drawing 1, the connection relation between the 1st member thru/or the 3rd member, and an input shaft 10 is the same as that of the embodiment and basic target of drawing 1 except for connection to the 2nd member's 2nd sun gear 32, and the 3rd member's 1st flywheel starter gear 24 and an input shaft 10 not turning into that it is linked directly. Actuation of each conclusion element is the same with having been shown in drawing 2, and it is the same as that of the embodiment of drawing 1 that the change gear ratio of two steps of 8 steps of advance go-astern can be obtained of it.

[0089] Also in the embodiment of this invention shown in drawing 8, while it is possible to obtain the change gear ratio of two steps of 8 steps of advance go-astern by few gearings and friction elements and aiming at reduction of a manufacturing cost, weight, and a necessary tooth space, reduction of drag resistance is attained and can improve fuel consumption.

[0090] Next, the skeleton of the 8th embodiment in the multistage gear change epicycloidal gear train of this invention is shown in drawing 9. The embodiment and number of speeds which were shown in above-mentioned drawing 1 thru/or above-mentioned drawing 8 differ from each other, and the embodiment shown in drawing 9 enables gear change which is two steps of 7 steps of advance go-astern. Specifically, the configuration of the Maine epicycloidal gear train 16 and a reduction gear 40 is the same as drawing 9 and drawing 1 are compared and understood. A different point is that it is both 1st brake (1st fixed means) 58, and the 1st one-way clutch 60 prepared in this and juxtaposition and the 3rd brake (2nd fixed means) 68 that a means to fix the 3rd member's 1st carrier 26 to a case 70 is the mechanical lock device 84, and to fix the 2nd member's 2nd sun gear 32 to a case 70.

[0091] That is, when the 3rd brake 68 is concluded, the 1st one-way clutch 60 fixes the 2nd member's 2nd sun gear 32 to a case 70 automatically only in the direction driven from an input-shaft 10 side, cancels immobilization in hard flow and is pivotable freely to it. And conclusion of the 1st brake 58 fixes the 2nd sun gear 32 to a case 70 irrespective of a hand of cut.

[0092] Moreover, the 3rd sun gear 42 can also fix conclusion of the 3rd brake (4th fixed means) 68 to a case 70 while being fixed to a case 70 by the one direction through the 2nd one-way clutch (3rd fixed means) 64. That is, only the direction driven from an input-shaft 10 side with the 2nd one-way clutch 64 is automatically fixed to a case 70, and the 3rd sun gear 42 is fixed to a case 70 by conclusion of the 3rd brake 68 irrespective of a driving direction.

[0093] That is, the 3rd sun gear 42 is fixable to a case 70 by concluding the 3rd brake 68 together with fixing the 2nd member's 2nd sun gear 32 to a case 70 through the 1st one-way clutch 60. Therefore, the 2nd fixed means which fixes the 2nd member's 2nd sun gear 32 to a case 70 through the 1st one-way clutch 60, and the 4th fixed means which fixes the 3rd sun gear 42 to a case 70 are the conclusion elements (the 3rd brake 68) of one substantially, and the 2nd sun gear 32 and the 3rd sun gear 42 can be fixed together.

[0094] Next, it explains based on the actuation table having shown actuation of the embodiment shown in drawing 9 in drawing 10. Although the actuation table shown in drawing 10 has adopted the same way of expressing as the actuation table fundamentally shown in drawing 2 ** (inverse triangle) of the 3rd brake 68 in the 2nd ** (2nd) of advance among a table the [advance] -- the [after changing to 1 prompt 2nd speed] -- temporary conclusion before changing gears to the 2 prompt 1st ** being expressed, and with the 2nd clutch 52 in the 5th ** (5th) of advance Although ** (equilateral triangle) of the 3rd brake 68 in the 7th ** (7th) of advance and the 2nd ** (R-2) of go-astern has concluded, it means that it is not related to power transfer.

[0095] In the embodiment of drawing 9, there is no 1st ** of advance among the actuation explained in the embodiment of drawing 1, and the 2nd ** of advance of the embodiment of drawing 1 turns into the 1st ** of advance in the embodiment of drawing 9. Hereafter, the 3rd ** of advance thru/or the 8th ** of advance in an embodiment of drawing 1 advances one step at a time, and turns into the 2nd ** of advance thru/or the 7th ** in an embodiment of drawing 9. The formula of a change gear ratio advances similarly.

[0096] In addition, it is the same as that of the thing and basic target which showed the nomograph to drawing 18, and since 2nd(s) in drawing 18 thru/or 8th(s) only advance to 1st in this embodiment thru/or 7th(s), a graphic display is omitted.

[0097] Although the example of a change gear ratio is hereafter shown like explanation of the embodiment of drawing 1, each gear ratio alpha 1 is illustrated here about the case where set 0.4 and alpha 2 to 0.6, and alpha 3 is set to 0.55. It fixes in the direction which drives the 2nd member's 2nd sun gear 32 from an input shaft 10 in a case 70 through the 1st one-way clutch 60 by connecting the 3rd ring wheel 34 and the 1st member's 1st sun gear 22 by conclusion of the 1st clutch 50, and conclusion of the 3rd brake 68, and the 1st ** of advance is performed. The change gear ratio of the 1st ** is set to 3.472, when it becomes $(\alpha_1 + \alpha_2) / \{\alpha_1 (1 + \alpha_2)\} (1 - \alpha_3)$ and is made into the above-mentioned gear ratio by the same formula as the 2nd ** in the embodiment of drawing 1. When driving from an output-shaft 12 side like [at the time of engine brake], as shown in L-1, in addition to conclusion of the 1st clutch 50 and the 3rd brake 68, regardless of a driving direction, the above-mentioned change gear ratio is obtained by conclusion of the 1st brake 58.

[0098] In addition to conclusion of the 1st clutch 50 in the 1st **, and the 3rd brake 68, gear change to the 2nd ** of advance is performed by connecting the 2nd member's 2nd sun gear 32 with the 3rd flywheel starter gear 44 by conclusion of the 2nd clutch 52. At this time, conclusion (immobilization) of the 1st one-way clutch 60 is canceled automatically. Like the 3rd ** in the embodiment of drawing 1, the change gear ratio of the 2nd ** becomes the same as $1 / (1 - \alpha_3)$ of the reduction gear ratio of a reduction gear 40, and when it considers as the above-mentioned gear ratio, it is set to 2.222.

[0099] In addition, conclusion of the 3rd brake 68 is canceled in advance of gear change to the 3rd next ** of advance. Since the direction which the 3rd sun gear 42 is an operation of the 2nd one-way clutch

64, and is driven from an input-shaft 10 side is automatically fixed to a case 70 even if it cancels conclusion of the 3rd brake 68, there is no change in actuation of the 2nd **. Moreover, when changing gears to reverse in the condition of having canceled conclusion of the 3rd brake 68 to the 1st **, by the 2nd **, it can change gears to the 1st ** by canceling the 2nd clutch 52, after concluding the 3rd brake 68 again in advance of gear change. the [thus,] -- the [the 1 prompt 2nd ** and, and] -- in gear change of the 2 prompt 1st **, since the 1st one-way clutch 60 acts, control out of which a gear change shock cannot come easily can be performed.

[0100] the [advance] -- conclusion of the 1st clutch 50 with which the gear change to the 2 prompt 3rd ** continues from the 1st ** -- in addition, it is canceling conclusion of the 2nd clutch 52 and concluding the 3rd clutch 54, and is carried out by connecting the 2nd member's 2nd sun gear 32 with an input shaft 10. In this case, even if there is a flash which has simultaneously both 2nd clutch 52 and 3rd clutch 54 in the condition near conclusion or it, it only becomes the same change gear ratio as the 5th below-mentioned **, and the gear change shock of a direction which slows down an automobile does not arise. This is an operation of the 2nd one-way clutch 64, and is because it will not be in the condition of taking to the 3rd ** and driving from an output-shaft 12 side. Like the 4th ** in the embodiment of drawing 1, the change gear ratio of the 3rd ** becomes $(\alpha_1 + \alpha_2) / \{\alpha_2(1 - \alpha_1), \alpha_3 + \alpha_1(1 - \alpha_3)\}$, and when it considers as the above-mentioned gear ratio, it is set to 1.543.

[0101] The gear change to the 4th ** of advance is in addition to conclusion of the 1st clutch 50 which continues from the 1st **, canceling conclusion of the 3rd clutch 54 and concluding the 4th clutch 56, and is performed by the 3rd member's 1st carrier 26 connecting with an input shaft 10. Even if there is a flash which has simultaneously 3rd clutch 54 and 4th clutch 56 both in the condition near conclusion or it, also in this case, it only becomes the same change gear ratio as the 5th below-mentioned **, and the gear change shock of a direction which slows down an automobile does not produce it. This is also an operation of the 2nd one-way clutch 64, and it is because it will not be in the condition of driving from an output-shaft 12 side in the 4th **. Like the 5th ** in the embodiment of drawing 1, the change gear ratio of the 4th ** becomes $1 / (1 - \alpha_1, \alpha_3)$, and when it considers as the above-mentioned gear ratio, it is set to 1.282.

[0102] The gear change to the 5th ** of advance is in addition to conclusion of the 4th clutch 56 in the 4th **, canceling conclusion of the 1st clutch 50 and concluding the 3rd clutch 54 again, and is performed by connecting the 2nd member's 2nd sun gear 32 with an input shaft 10 in addition to the 3rd member's 1st carrier 26. In addition, if the 2nd clutch 52 is concluded in this case, it will become easy to do the gear change control to the 6th next **. The 2nd clutch 52 in this case is not related to power transfer. Like the 6th ** in the embodiment of drawing 1, the change gear ratio of the 5th ** is not concerned with a gear ratio, but becomes direct connection of 1.000.

[0103] The gear change to the 6th ** of advance is in addition to conclusion of the 4th clutch 56 which continues from the 4th **, and the 2nd clutch 52, canceling conclusion of the 3rd clutch 54 and concluding the 3rd brake 68, and is performed by fixing the 3rd sun gear 42 to a case 70, with the 2nd member's 2nd sun gear 32 and 3rd flywheel starter gear 44 connected. Like the 7th ** in the embodiment of drawing 1, the change gear ratio of the 6th ** becomes $1 / (1 + \alpha_2, \alpha_3)$, and when it considers as the above-mentioned gear ratio, it turns into a speed increasing ratio of 0.752.

[0104] The gear change to the 7th ** of advance is in addition to conclusion of the 4th clutch 56 which continues from the 4th **, canceling conclusion of the 2nd clutch 52 and concluding the 1st brake 58, and is performed by fixing the 2nd member's 2nd sun gear 32 to a case 70. Under the present circumstances, although the 3rd brake 68 has been concluded, it is not related to power transfer. Like the 8th ** in the embodiment of drawing 1, the change gear ratio of the 7th ** becomes $1 / (1 + \alpha_2)$, and when it considers as the above-mentioned gear ratio, it becomes accelerating of 0.625.

[0105] In go-astern, a means to fix the 3rd member's 1st carrier 26 to a case 70 is the same as the embodiment of drawing 1 except for that it is the mechanical lock device 84 and concluding the 3rd brake 68. Under the present circumstances, although the change gear ratio of the 1st ** (R-1) of go-astern is obtained combining conclusion of the lock device 84 and the 3rd brake 68, and conclusion of the 2nd clutch 52 and the change gear ratio of the 2nd ** (R-2) of go-astern is obtained combining

conclusion of the 3rd clutch 54. It carries out, and in any case, conclusion of the lock device 84 is preceded, and it concludes the 3rd brake 68 and the 2nd clutch 52, or the 3rd clutch 54 continuously. The formula of a change gear ratio is the same as the embodiment of drawing 1, when it considers as the above-mentioned gear ratio, the 1st ** of go-astern is set to -3.704, and the 2nd ** is set to -1.667. [0106] As mentioned above, by six friction elements, the change gear ratio of two steps of 7 steps of advance go-astern including direct connection can be obtained, two one-way clutches 60 and 64 can be made to be able to act, and fuel consumption can be raised by smooth gear change control being possible, choosing a fine change gear ratio according to the transit conditions of an automobile, and driving. Since big torque acts at the time of go-astern, a mass fake colander is not obtained but a revolution difference becomes large at the time of high-speed transit, especially the 2nd brake 62 that suited the embodiment of drawing 1 has the drag resistance stronger than other friction elements produced here.

[0107] The embodiment shown in drawing 9 writes immobilization in the case 70 of the 3rd member's 1st carrier 26 only as the time of go-astern, and it is making it seven steps of advance, and it is [is permuting the 2nd brake 62 in the embodiment of drawing 1 by the lock device 84, and] especially effective in making small drag resistance at the time of high-speed transit, and raising fuel consumption further. Moreover, it is the big description that control is [that it is hard to be that of a gear change shock] possible, without writing substantially the 2nd fixed means which fixes the 2nd member's 2nd sun gear 32 to a case 70 through the 1st one-way clutch 60, and the 4th fixed means which fixes the 3rd sun gear 42 to a case 70 as the conclusion element (the 3rd brake 68) of one, and increasing the number of conclusion elements. Furthermore, also in the embodiment shown in drawing 9, that an input shaft 10 and connection are possible for the 2nd member (the 2nd sun gear 32) with two kinds of change gear ratios is the description it is featureless to the former.

[0108] Next, the skeleton of the 9th embodiment in the multistage gear change epicycloidal gear train of this invention is shown in drawing 11. Moreover, the actuation table of this is shown in drawing 12. Here, it explains focusing on a different part from the embodiment shown in drawing 9, and explanation of the same part is omitted substantially. The embodiment shown in drawing 11 removes the 3rd clutch 54 of the embodiment shown in drawing 9 while it considers immobilization in the case 70 of the 3rd member's 1st carrier 26 only as the time of go-astern and permutes the 2nd brake 62 in the embodiment of drawing 1 by the lock device 84 like the embodiment shown in drawing 9.

[0109] Consequently, in the embodiment shown in drawing 9, the 3rd ** of advance to be concluded and the 2nd ** of go-astern of the 3rd clutch 54 will be omitted. However, since conclusion of the 4th clutch 56 can be substituted for direct connection of the 4th ** of advance, the change gear ratio of one step of 6 steps of advance go-astern can be obtained.

[0110] Next, it explains based on the actuation table having shown actuation of the embodiment shown in drawing 11 in drawing 12. The semantics of the notation showing conclusion of each conclusion element is the same as the actuation table of drawing 10. the [advance] -- about gear change to the 1 prompt 6th **, it is that there is no 3rd ** of advance in the embodiment shown in drawing 9, and that conclusion of the 4th ** (4th) which is linked directly in drawing 11 becomes three clutches 50, 52, and 56, and since others are the same, they omit explanation.

[0111] Although the graphic display of a nomograph was omitted, it becomes what thinned out the 1st ** (1st) of advance, the 4th ** (4th), and the 2nd ** (R-2) of go-astern among two steps of 8 steps of advance go-astern shown in drawing 18. Therefore, the formula of a change gear ratio also uses the thing except above 1st ** of advance, 4th **, and 2nd ** of go-astern as it is from explanation of the embodiment shown in drawing 1. Hereafter, each change gear ratio is illustrated with a formula, using alpha 3 as 0.52 for each gear ratio alpha 1 using 0.36 and alpha 2 as 0.58.

[0112] Like the 2nd ** in the embodiment of drawing 1, the 1st ** of advance becomes $(\alpha_1 + \alpha_2) / \{\alpha_1 (1 + \alpha_2)\} (1 - \alpha_3)$, and when it considers as the above-mentioned gear ratio, it is set to 3.443. Like the 3rd ** in the embodiment of drawing 1, the 2nd ** becomes the same as the reduction gear ratio of a reduction gear 40, and $1 / (1 - \alpha_3)$, and when it considers as the above-mentioned gear ratio, it is set to 2.083. Like the 5th ** in the embodiment of drawing 1, the 3rd **

becomes $1/(1-\alpha_1, \alpha_3)$, and when it considers as the above-mentioned gear ratio, it is set to 1.230. Regardless of a gear ratio, as for the 4th **, a change gear ratio becomes direct connection of 1.000. Like the 7th ** in the embodiment of drawing 1, the 5th ** becomes $1/(1+\alpha_2, \alpha_3)$, and when it considers as the above-mentioned gear ratio, it turns into accelerating of 0.768. Like the 8th ** in the embodiment of drawing 1, the 6th ** becomes $1/(1+\alpha_2)$, and when it considers as the above-mentioned gear ratio, it turns into accelerating of 0.633. Similarly, as well as the 1st ** of go-astern in the embodiment of drawing 1, go-astern is set to $-1/\alpha_2(1-\alpha_3)$, and when it considers as the above-mentioned gear ratio, it is set to -3.592.

[0113] By five friction elements, the change gear ratio of one step of 6 steps of advance go-astern including direct connection suitable for the change gear of a passenger car can be obtained as mentioned above. Moreover, like the embodiment shown in drawing 9, two one-way clutches 60 and 64 can be made to be able to act, and fuel consumption can be raised by smooth gear change control being possible, choosing a fine change gear ratio according to the transit conditions of an automobile, and driving. Furthermore, it is the same as the embodiment which showed that it was also effective in making small drag resistance at the time of high-speed transit, and raising fuel consumption further especially in permuting the 2nd brake 62 in the embodiment of drawing 1 by the lock device 84 to drawing 9.

[0114] Next, the skeleton of the 10th embodiment in the multistage gear change epicycloidal gear train of this invention is shown in drawing 13. The embodiment and part which showed this embodiment to drawing 11 only differ from each other. Here, it explains focusing on a different part from the embodiment shown in drawing 11, and explanation of the same part is omitted substantially. The connection relation of the reduction gear 40 in the embodiment which showed the embodiment shown in drawing 13 to drawing 11 differs.

[0115] That is, the connection relation between the 3rd sun gear 42 and the 3rd carrier 46 is reversed, the 3rd sun gear 42 has connected with the input shaft 10, and the 3rd carrier 46 is fixable in a case 70. For this reason, although the formula of a change gear ratio differs from the embodiment shown in drawing 11, actuation of each conclusion element is completely the same as what was shown in drawing 12, and the change gear ratio of one step of 6 steps of advance go-astern is obtained.

[0116] Hereafter, each change gear ratio is illustrated with a formula, using α_3 as 0.50 for each gear ratio α_1 using 0.36 and α_2 as 0.58. The 1st ** of advance becomes $(\alpha_1+\alpha_2)/\{\alpha_1 \text{ and } \alpha_3(1+\alpha_2)\}$, and when it considers as the above-mentioned gear ratio, it is set to 3.305. The 2nd ** becomes the same as the reduction gear ratio of a reduction gear 40, $1/\alpha_3$, and when it considers as the above-mentioned gear ratio, it is set to 2.000. The 3rd ** becomes $1/\{1-\alpha_1(1-\alpha_3)\}$, and when it considers as the above-mentioned gear ratio, it is set to 1.220. Regardless of a gear ratio, as for the 4th **, a change gear ratio becomes direct connection of 1.000. The 5th ** becomes $1/\{1+\alpha_2(1-\alpha_3)\}$, and when it considers as the above-mentioned gear ratio, it turns into accelerating of 0.775. Like the 8th ** in the embodiment of drawing 1, the 6th ** becomes $1/(1+\alpha_2)$, and when it considers as the above-mentioned gear ratio, it turns into accelerating of 0.633. Similarly, go-astern becomes $-1/(\alpha_2, \alpha_3)$, and when it considers as the above-mentioned gear ratio, it is set to -3.448.

[0117] The embodiment shown in drawing 13 can obtain the change gear ratio of one step of 6 steps of advance go-astern which includes direct connection suitable for the change gear of a passenger car by five friction elements like the embodiment shown in drawing 11. Moreover, as the embodiment shown in drawing 9 explained, two one-way clutches 60 and 64 can be made to be able to act, and fuel consumption can be raised by smooth gear change control being possible, choosing a fine change gear ratio according to the transit conditions of an automobile, and driving. Furthermore, it is the same as the embodiment which showed that it was also effective in making small drag resistance at the time of high-speed transit, and raising fuel consumption further especially in permuting the 2nd brake 62 in the embodiment of drawing 1 by the lock device 84 to drawing 9.

[0118] Next, the skeleton of the 11th embodiment in the multistage gear change epicycloidal gear train of this invention is shown in drawing 14. This embodiment is the configuration which combined the

torque converter 72 with the embodiment shown in drawing 11, and that way of combining is the same as that of the embodiment shown in drawing 3. Here, it explains focusing on a different part from the embodiment shown in drawing 11 and drawing 3, and explanation of the same part is omitted substantially.

[0119] The embodiment shown in drawing 14 arranges a torque converter 72 between the same reduction gear 40 as the embodiment shown in drawing 11 and the Maine epicycloidal gear train 16, and an engine 14, and arranges the 4th clutch 56 in a torque converter 72. Actuation of each conclusion element is the same as the thing and basic target which showed drawing 12, and the change gear ratio of one step of 6 steps of advance go-astern is obtained.

[0120] Moreover, since the power of an engine 14 is altogether transmitted to an input shaft 10 via a torque converter 72, the 1st ** of advance and the 2nd ** become a fluid drive, and since a part of power goes into the Maine epicycloidal gear train 16 via the 4th clutch 56, the 3rd ** and the 5th ** become mixture of a fluid drive and mechanical actuation between a crankshaft 74 and an output shaft 12. As for the 4th ** of advance, and the 6th **, all the power of an engine 14 is mechanically transmitted to an output shaft 12.

[0121] Although explanation of a detail is omitted, the embodiment shown in drawing 14 can obtain the change gear ratio of one step of 6 steps of advance go-astern which includes direct connection suitable for the change gear of a passenger car by five friction elements like the embodiment shown in drawing 11. And since the 4th clutch 56 can be arranged in a torque converter 72, what is necessary is just to arrange four friction elements around an epicycloidal gear train, and the whole can be made smaller and lightweight.

[0122] Moreover, as the embodiment shown in drawing 9 explained, two one-way clutches 60 and 64 can be made to be able to act, and fuel consumption can be raised by smooth gear change control being possible, choosing a fine change gear ratio according to the transit conditions of an automobile, and driving. Furthermore, it is the same as the embodiment which showed that it was also effective in making small drag resistance at the time of high-speed transit, and raising fuel consumption further especially in permuting the 2nd brake 62 in the embodiment of drawing 1 by the lock device 84 to drawing 9.

[0123] Next, the skeleton of the 12th embodiment in the multistage gear change epicycloidal gear train of this invention is shown in drawing 15. This embodiment removes two one-way clutches 60 and 64 and the 3rd brake 68 which accompanies this from the embodiment shown in drawing 13. Here, it explains focusing on a different part from the embodiment shown in drawing 13, and explanation of the same part is omitted substantially.

[0124] Since the conclusion element which described above the embodiment shown in drawing 15 is lost, the actuation is concluding each conclusion element, as shown in the actuation table shown in drawing 16, and the change gear ratio of one step of 5 steps of advance go-astern is obtained. A nomograph comes to be shown in drawing 20. The 3rd sun gear 42 is [a reduction gear 40] the same with an input shaft 10, a rotational frequency is 1, and since the 3rd carrier 46 is being fixed, that the rotational frequency is 0 differs from what was shown in drawing 18. Moreover, since the number of a clutch or brakes is becoming fewer, it turns out that there are few O marks showing the connection relation by the side of the Maine epicycloidal gear train.

[0125] When direct connection of 1.000 will not have a change gear ratio compared with the embodiment shown in drawing 13, and 0.36 and alpha 2 are set to 0.58 and it sets alpha 3 to 0.50 for each gear ratio alpha 1, a concrete change gear ratio will become below if each change gear ratio is illustrated with a formula. Like the embodiment of drawing 13, the 1st ** of advance becomes $(\alpha_1 + \alpha_2) / \{\alpha_1 \text{ and } \alpha_3 (1 + \alpha_2)\}$, and when it considers as the above-mentioned gear ratio, it is set to 3.305. It is set to 2.000, when the 2nd ** also becomes the same as the reduction gear ratio of a reduction gear 40, $1/\alpha_3$ and is similarly made into the above-mentioned gear ratio. The 3rd ** becomes $1 / \{1 - \alpha_1 (1 - \alpha_3)\}$, and when it considers as the above-mentioned gear ratio, it is set to 1.220. The 4th ** becomes the same as $1 / \{1 + \alpha_2 (1 - \alpha_3)\}$ of the 5th ** in the embodiment of drawing 13, and when it considers as the above-mentioned gear ratio, it turns into accelerating of

0.775. Like the 6th ** in the embodiment of drawing 13, the 5th ** becomes $1/(1+\alpha_2)$, and when it considers as the above-mentioned gear ratio, it turns into accelerating of 0.633. Similarly, as well as drawing 13, go-astern becomes $-1/(\alpha_2, \alpha_3)$, and when it considers as the above-mentioned gear ratio, it is set to -3.448.

[0126] By four friction elements, the change gear ratio of one step of 5 steps of advance go-astern suitable for the change gear of a passenger car can be obtained as mentioned above. Moreover, it is the same as the embodiment which showed that it was also effective in making small drag resistance at the time of high-speed transit, and raising fuel consumption further especially in permuting the 2nd brake 62 in the embodiment of drawing 1 by the lock device 84 to drawing 9, drawing 11, drawing 13, and drawing 14. Furthermore, if the 4th clutch 56 is formed in a torque converter combining a torque converter like the embodiment shown in drawing 14, it can constitute only from three friction elements around an epicycloidal gear train.

[0127] Next, the skeleton of the 13th embodiment in the multistage gear change epicycloidal gear train of this invention is shown in drawing 17. This embodiment enables immobilization of the 2nd sun gear 32 of the embodiment shown in drawing 15 in a case 70 through the 1st one-way clutch 60. Here, it explains focusing on a different part from the embodiment shown in drawing 15, and explanation of the same part is omitted substantially.

[0128] As for the embodiment shown in drawing 17, the sleeve 86 is formed in the case 70. Although the graphic display of a detail was omitted, the sleeve 86 of a hand of cut is movable to shaft orientations, although fixed to a case 70, and drawing expresses the condition of being in shaft-orientations left-hand side, and fixing the 2nd sun gear 32 to a case 70 through the 1st one-way clutch 60. In other than go-astern, a sleeve 86 is in shaft-orientations left-hand side, as shown in drawing. If this sleeve 86 is moved to right-hand side, the 1st carrier 26 is mechanically fixable to a case 70.

[0129] Next, actuation of the embodiment shown in drawing 17 is explained. Although it is the same as that of what was fundamentally shown in drawing 16, since the 2nd member's 2nd sun gear 32 is being fixed to the case 70 through the 1st one-way clutch 60 about the 1st ** of advance as shown in drawing, actuation of each conclusion element should just conclude the 1st brake 58 that what is necessary is just to conclude the 1st clutch 50 when accelerating an automobile, when driving from an output-shaft 12 side like [at the time of engine brake].

[0130] Moreover, a junior change gear ratio is obtained by moving a sleeve 86 to right-hand side in go-astern, it fixing the 1st carrier 26 to a case 70 mechanically, and concluding the 2nd clutch 52 after that. Since other actuation is the same as the embodiment shown in drawing 13, explanation of a detail is omitted.

[0131] By four friction elements, the change gear ratio of one step of 5 steps of advance go-astern suitable for the change gear of a passenger car can be obtained as mentioned above. Since the sleeve 86 was formed and immobilization of the 2nd member's 2nd sun gear 32 in a case 70 was especially enabled through the 1st one-way clutch 60, on the occasion of gear change between the 1st ** of advance, and the 2nd **, control which suppresses generating of a gear change shock can be performed easily.

[0132] Moreover, it is the same as the embodiment which showed that it was also effective in making small drag resistance at the time of high-speed transit, and raising fuel consumption further especially in permuting the 2nd brake 62 in the embodiment of drawing 1 by the sleeve 86 to drawing 9, drawing 11, drawing 13, and drawing 14.

[0133] Next, the skeleton of the 14th embodiment in the multistage gear change epicycloidal gear train of this invention is shown in drawing 19. This embodiment uses the cone friction element 100 for immobilization in the case 70 of the 2nd sun gear 32 in the embodiment shown in drawing 15, and the 1st carrier 26. Here, it explains focusing on a different part from the embodiment shown in drawing 15, and explanation of the same part is omitted substantially.

[0134] It has the helical spline 104 to which the helical spline 102 is formed in the case 70, and the cone friction element 100 engaged with the helical spline 102, and the inner surface forms the **** 1 cone friction surface 106 and the 2nd friction surface 108. Although the cone friction element 100 omits a

graphic display along with the helical spline 102 while it is movable to shaft orientations (right and left), migration and sticking by pressure are attained with the oil pressure piston at right and left. If it fixes this to a case in contact with cone friction surface 26a of the 1st carrier 26 if sticking by pressure is forced on right-hand side, and it forces it on left-hand side, it means fixing this to a case in contact with the 2nd sun gear and cone friction surface 32a of one.

[0135] If torque acts on the hand of cut as an input shaft 10 where the cone friction element 100 is the same, the helical splines 102 and 104 will move to it to left-hand side, if torque acts on the hand of cut of the objection to right-hand side. When accelerating by the 1st ** of advance, with for this reason, the aforementioned oil pressure piston If the cone friction element 100 is forced on left-hand side, the 1st clutch 50 is concluded and it drives from an input shaft 10 The 2nd sun gear 32 tends to rotate towards reverse with the hand of cut of an input shaft 10. Cone friction surface 32a and the 1st cone friction surface 106 rub, this friction torque is transmitted to the helical splines 104-102, and the force (thrust) which moves to left-hand side produces the cone friction element 100 here.

[0136] Here, if angle of torsion (lead of a helical spline) of the helical splines 104 and 102 is set up appropriately, with the thrust of the left lateral produced between the helical spline 104 and 102, the friction torque of cone friction surface 32a and the 1st cone friction surface 106 will become large, and it will become the operation which enlarges the thrust to the left-hand side which it produces between the helical spline 104 and 102 further.

[0137] Since the operation which enlarges this thrust breaks out only when accelerating from an input-shaft 10 side (actuation), it can bring about the operation near an one-way clutch by controlling appropriately the oil pressure to said oil pressure piston. On the other hand, when driving from an output-shaft 12 side, the torque of hard flow acts between the helical spline 104 and 102, and the thrust of the direction which detaches cone friction surface 32a and the 1st cone friction surface 106 arises. Then, the torque which acts on the 2nd sun gear 32 at the time of engine brake and which should be fixed can be borne now by setting the oil pressure made to act on angle of torsion and the oil pressure piston of the helical splines 104 and 102 as suitable relation.

[0138] Similarly, in go-astern, if the drill friction element 100 is moved to right-hand side at an oil pressure piston and it drives from an input shaft 10, the 1st carrier 26 tends to rotate to the same hand of cut as an input shaft 10, the same operation will break out in the helical splines 104 and 102, cone friction surface 26a, and the 2nd cone friction surface 108, and the operation from which the thrust of the direction fixed to a case 70 produces the 1st carrier 26 will be brought about. The always big force is given to the drill friction element 100 with an oil pressure piston at the time of go-astern, and actuation from an output-shaft 12 side is also enabled.

[0139] Although explanation of a detail is omitted since the operation of other conclusion elements is the same as the embodiment shown in drawing 15, the change gear ratio of one step of 5 steps of advance go-astern suitable for the change gear of a passenger car can be obtained by three friction elements in addition to drill friction-element 100. Since especially the drill friction element 100 has the function of an one-way clutch, on the occasion of gear change between the 1st ** of advance, and the 2nd **, control which suppresses generating of a gear change shock can be performed easily.

[0140] Moreover, since drag resistance can be made small by a cone friction surface having few friction surfaces, and securing the clearance between the friction surfaces at the time of un-operating It is the same as the embodiment which showed that it was also effective in making small drag resistance at the time of high-speed transit, and raising fuel consumption further especially in permuting the 2nd brake 62 in the embodiment of drawing 1 by cone friction surface 26a and the 2nd cone friction surface 108 to drawing 9, drawing 11, drawing 13, and drawing 14.

[0141] As mentioned above, as explained, while the following effectiveness is acquired according to the multistage gear change epicycloidal gear train of this invention, the conclusion element except having illustrated can be replaced with permuting by juxtaposition of a friction element and an one-way clutch, and the friction element of a multiple disc clutch etc. based on this contractor's general information, and it can carry out in the mode which added modification and amelioration of making it a cone friction element.

[0142]

[Effect of the Invention] As mentioned above, according to the multistage gear change epicycloidal gear train of this invention, the following effectiveness can be acquired as explained.

According to the multistage gear change epicycloidal gear train of this invention indicated to claim 1, (1) An input shaft, It is prepared between an output shaft, and an input shaft and an output shaft, and has the Maine epicycloidal gear train equipped with two or more rotation members who change the engine speed of an input shaft into the engine speed of an output shaft. As a rotation member of this Maine epicycloidal gear train It has the 1st member, the 2nd member, the 3rd member, and the 4th member.

While an input shaft and connection are possible for the 1st member in the 1st ** of advance at least and an input shaft and connection are possible for the 2nd member and the 3rd member respectively The 2nd member is fixable to a case side for the highest gear ratio at least. The 3rd member could be fixed to the case side at least at the time of go-astern, and the 4th member has connected with the output shaft. An input shaft It writes that connection is possible respectively with the 2nd member and the 3rd member with a change gear ratio smaller than the 1st reduction gear ratio through the reduction gear of the 1st reduction gear ratio that it can connect with the 1st member and the 2nd member, respectively.

Connection to the 1st thru/or the 3rd member, and an input shaft, and the 2nd member and the 3rd member in combination with few friction elements which fix to a case Since gear change of seven steps of advance or two steps of eight-step go-astern can be performed, it is small and lightweight, a manufacturing cost is cheap, and a change gear with a high power transmission efficiency can be obtained.

[0143] According to the multistage gear change epicycloidal gear train of this invention indicated to claim 2, (2) A reduction gear The 3rd pinion A which geared with the 3rd sun gear, the 3rd flywheel starter gear, and these 3rd flywheel starter gear The 3rd pinion B which geared with this 3rd pinion A and the 3rd sun gear It has the 3rd carrier which supports this 3rd pinion B and the 3rd pinion A to revolve. Connection or connection is as possible for an input shaft as the 3rd carrier and the 3rd member respectively, immobilization or immobilization in a case side is possible for the 3rd sun gear, and the 3rd ring wheel writes that connection is possible respectively with the 1st member and the 2nd member.

While performing gear change of seven steps of advance, or two steps of eight-step go-astern, the whole epicycloidal gear train can be constituted from on the same axis, and a change gear can be used as a compact.

[0144] According to the multistage gear change epicycloidal gear train of this invention indicated to claim 3, (3) An input shaft, It is prepared between an output shaft, and an input shaft and an output shaft, and has the Maine epicycloidal gear train equipped with two or more rotation members who change the engine speed of an input shaft into the engine speed of an output shaft. As a rotation member of this Maine epicycloidal gear train It has the 1st member, the 2nd member, the 3rd member, and the 4th member. While an input shaft and connection are possible for the 1st member in the 1st ** of advance at least and an input shaft and connection are possible for the 2nd member and the 3rd member respectively The 2nd member is fixable to a case side for the highest gear ratio at least. Could fix the 3rd member to the case side at least at the time of go-astern, and the 4th member has connected with the output shaft. An input shaft can be connected with the 1st member and the 2nd member through the reduction gear of the 1st reduction gear ratio, respectively. And with a change gear ratio smaller than the 1st reduction gear ratio, the 2nd member and connection are possible at least, and a means to fix to a case side writes the 3rd member as mechanical fixed means, such as a dog clutch or the lock pole. Since a mass friction element becomes unnecessary, the drag resistance in high-speed transit is lowered and a power transmission efficiency increases, while raising fuel consumption further, reduction of a manufacturing cost, weight, and a necessary tooth space can be aimed at.

[0145] According to the multistage gear change epicycloidal gear train of this invention indicated to claim 4, (4) A reduction gear The 3rd pinion A which geared with the 3rd sun gear, the 3rd flywheel starter gear, and these 3rd flywheel starter gear The 3rd pinion B which geared with this 3rd pinion A and the 3rd sun gear It has the 3rd carrier which supports this 3rd pinion B and the 3rd pinion A to revolve. Connect one of the 3rd sun gear and the 3rd carrier, and an input shaft, and immobilization or

immobilization of another side of the 3rd sun gear and the 3rd carrier is enabled at a case side. Since the 3rd ring wheel was constituted respectively possible [connection] with the 1st member and the 2nd member, according to a necessary reduction gear ratio, one of the 3rd sun gear and the 3rd carrier and an input shaft can be connected, and the setting-out degree of freedom of a change gear ratio can be raised by fixing another side.

[0146] According to the multistage gear change epicycloidal gear train of this invention indicated to claim 5, (5) The 2nd member the 1st fixed means fixed to a case side -- having -- this, while forming the 2nd fixed means which is fixable to a case side through the 1st one-way clutch in the 1st fixed means and juxtaposition The 3rd sun gear or the 3rd carrier is fixed to a case through the 2nd one-way clutch (3rd fixed means). Since the 4th fixed means which fixes the 3rd sun gear or the 3rd carrier to a case was formed in this 2nd one-way clutch and juxtaposition, control which cannot come out of the gear change shock especially in a low-speed stage easily can be made easy.

[0147] (6) According to the multistage gear change epicycloidal gear train of this invention indicated to claim 6, making easy control out of which utilizes the 1st one-way clutch and the 2nd one-way clutch, and a gear change shock cannot come easily, since the 2nd fixed means and the 4th fixed means were constituted possible [conclusion] together, it can constitute without making [many] the number of friction elements.

[0148] According to the multistage gear change epicycloidal gear train of this invention indicated to claim 7, (7) The Maine epicycloidal gear train While an internal combustion engine's crankshaft can connect with the 1st member of the Maine epicycloidal gear train, and the 2nd member through a liquid clutch, or a torque converter and a reduction gear, respectively Since one friction element can be reduced as a whole while a crankshaft has the function to write that connection is possible to the 3rd member, and to give him gear change of seven steps of advance, or two steps of eight-step go-astern at least, it is small and lightweight, a manufacturing cost is cheap, and a change gear with a high power transmission efficiency can be obtained.

[Translation done.]

* NOTICES *

JPO and INPIT are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

DESCRIPTION OF DRAWINGS

[Brief Description of the Drawings]

[Drawing 1] It is skeleton drawing of the multistage gear change epicycloidal gear train of this invention.

[Drawing 2] It is the actuation table of a multistage gear change epicycloidal gear train shown in drawing 1.

[Drawing 3] It is skeleton drawing of the 2nd embodiment in the multistage gear change epicycloidal gear train of this invention.

[Drawing 4] It is skeleton drawing of the 3rd embodiment in the multistage gear change epicycloidal gear train of this invention.

[Drawing 5] It is skeleton drawing of the 4th embodiment in the multistage gear change epicycloidal gear train of this invention.

[Drawing 6] It is skeleton drawing of the 5th embodiment in the multistage gear change epicycloidal gear train of this invention.

[Drawing 7] It is skeleton drawing of the 6th embodiment in the multistage gear change epicycloidal gear train of this invention.

[Drawing 8] It is skeleton drawing of the 7th embodiment in the multistage gear change epicycloidal gear train of this invention.

[Drawing 9] It is skeleton drawing of the 8th embodiment in the multistage gear change epicycloidal gear train of this invention.

[Drawing 10] It is the actuation table of a multistage gear change epicycloidal gear train shown in drawing 9.

[Drawing 11] It is skeleton drawing of the 9th embodiment in the multistage gear change epicycloidal gear train of this invention.

[Drawing 12] It is the actuation table of a multistage gear change epicycloidal gear train shown in drawing 11.

[Drawing 13] It is skeleton drawing of the 10th embodiment in the multistage gear change epicycloidal gear train of this invention.

[Drawing 14] It is skeleton drawing of the 11th embodiment in the multistage gear change epicycloidal gear train of this invention.

[Drawing 15] It is skeleton drawing of the 12th embodiment in the multistage gear change epicycloidal gear train of this invention.

[Drawing 16] It is the actuation table of a multistage gear change epicycloidal gear train shown in drawing 15.

[Drawing 17] It is skeleton drawing of the 13th embodiment in the multistage gear change epicycloidal gear train of this invention.

[Drawing 18] It is the nomograph of a multistage gear change epicycloidal gear train shown in drawing 1.

[Drawing 19] It is skeleton drawing of the 14th embodiment in the multistage gear change epicycloidal

gear train of this invention.

[Drawing 20] It is the nomograph of a multistage gear change epicycloidal gear train shown in drawing 15.

[Description of Notations]

- 10: Input shaft
- 12: Output shaft
- 14: Engine (internal combustion engine)
- 16: Main epicycloidal gear train
- 20: The 1st epicyclic gear group
- 22: The 1st sun gear
- 24: The 1st flywheel starter gear
- 26: The 1st carrier
- 26a: Cone friction surface
- 28: The 1st pinion, a short pinion
- 30: The 2nd epicyclic gear group
- 32: The 2nd sun gear
- 32a: Cone friction surface
- 34: The 2nd flywheel starter gear
- 36: The 2nd carrier
- 38: The 2nd pinion, a long pinion
- 40: Reduction gear
- 42: The 3rd sun gear
- 44: The 3rd flywheel starter gear
- 46: The 3rd carrier
- 48a, 48b: The 3rd pinion
- 50: The 1st clutch
- 52: The 2nd clutch
- 54: The 3rd clutch
- 56: The 4th clutch
- 58: The 1st brake
- 60: The 1st one-way clutch
- 62: The 2nd brake
- 64: The 2nd one-way clutch
- 66: The 5th clutch
- 68: The 3rd brake
- 70: Case (quiescence section)
- 72: Torque converter
- 74: Crankshaft
- 76: Pump
- 78: Turbine
- 80: Stator
- 82: One-way clutch
- 84: Lock device
- 86: Sleeve
- 90: The 1st driver
- 92: The 1st driven wheel
- 94: The 2nd driver
- 96: The 2nd driven wheel
- 100: Cone friction element
- 102: Helical spline
- 104: Helical spline

106: The 1st cone friction surface
108: The 2nd cone friction surface

[Translation done.]